

ИВАН ИВАНОВИЧ КИРИЛЛОВ, ЛЕОНИД ВАСИЛЕВИЧ АРСЕНЬЕВ,
ЕВГЕНИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ ХОДАК

СССР*

Повышение маневренных характеристик современных паросиловых установок

В энергосистемах экономически развитых стран наблюдается неуклонное разуплотнение графиков нагрузки. Для ряда стран уже в настоящее время отношение максимальной нагрузки к минимальной достигает величины 0,35 и даже меньше [1]. Покрывание пиковых и полупиковых нагрузок требует включения в энергосистемы высокоманевренных агрегатов.

К числу специализированных пиковых установок следует, прежде всего, отнести газотурбинные установки, которые характеризуются высокими маневренными качествами, требуют довольно простого обслуживания, позволяют обеспечить высокую степень автоматизации. При относительно низкой удельной стоимости, ГТУ имеют высокую эксплуатационную надежность. В различных странах уже работают энергетические ГТУ. В Советском Союзе выпущена уникальная ГТУ мощностью 100 Мвт, а также ведутся разработки еще более мощных агрегатов [2].

Для быстрого наращивания пиковых и полупиковых мощностей в настоящее время рассматривается возможность повышения маневренности мощных пароси-

Таблица, 1

№№ ПП	Тип ПСУ	Давле- ние пара	Темпе- ратура пара	Темпе- ратура питат. воды	Давле- ние в деа- эраторе	К.п.д. ПСУ	К.п.д.	$\Delta \bar{N}$	К.п.д.	$\Delta \bar{N}$
							при полном отключении по- догревателей		при отключении ПВД	
		МН/м ²	°С	°С	МН/м ²			%		%
1	конденса- ционные	8,8	535	217	0,59	0,393	0,221	15,2	0,320	8,9
2		12,8	565/565	235	0,59	0,439	0,213	14,1	0,286	8,3
3		23,5	560/540	275	0,69	0,462	0,245	20,0	0,326	13,6
4	теплофи- кационные	12,8	565	235	0,59	—	0,296	19,6	0,346	12,8
5		23,5	540/540	267	0,69	—	0,272	21,7	0,321	15,5

К.п.д. определен без учета потерь котла

* Ленинградский Политехнический Институт, Ленинград.

ловых блоков. Широкие возможности в этом направлении открываются при форсировке ПСУ за счет пропуска через ее цилиндры пара регенеративных отборов. Такой режим работы ПСУ уже рассматривался с целью покрытия острых дефицитов мощности [3]. При длительной работе в этом режиме подогрев питательной воды до заданной температуры может быть обеспечен в специальном водогрейном котле.

В таблице 1 приведены величины дополнительной мощности $\Delta \bar{N}$, которые могут быть получены при полном отключении регенеративных подогревателей питательной воды (РППВ) как в конденсационных, так и в теплофикационных ПСУ. Полное отключение РППВ позволяет получить от 13 до 22% дополнительной мощности в конденсационных ПСУ. Большая величина $\Delta \bar{N}$ соответствует установкам с более развитой системой регенеративного подогрева. В теплофикационных ПСУ при постоянной тепловой нагрузке величина $\Delta \bar{N}$ несколько выше, чем в конденсационных, вследствие больших удельных расходов пара на выработанный кВт.

При отключении РППВ снижается к.п.д. паросиловой установки главным образом за счет уменьшения средней температуры подвода тепла в цикл. Если всю выработанную дополнительную мощность при полном отключении регенерации отнести к суммарным дополнительным затратам тепла, то полученная величина будет характеризовать к.п.д. выработки избыточной мощности. Его величина без учета к.п.д. котла значительно ниже к.п.д. паросилового блока, причем это различие возрастает по мере роста начальных параметров пара.

При полном отключении РППВ дополнительная пиковая мощность обеспечивается главным образом отборами высокого давления. Это объясняется низкой работоспособностью пара нижних ступеней отбора. Так, в установках на сверхкритические параметры пара отключение только регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) дает около 70% всей дополнительной мощности. При этом более чем в два раза снижается количество пара, дополнительно пропускаемого через наиболее нагруженные последние ступени паротурбинной установки.

Отключение ПВД позволяет в зависимости от параметров и типа ПСУ получить от 7,5 до 15% дополнительной мощности. Значительно возрастает к.п.д. выработки дополнительной мощности. В зависимости от параметров ПСУ при отключении ПВД по сравнению с полным отключением РППВ к.п.д. возрастает на 5 - 10%. Имеется и ряд других преимуществ отключения только ПВД. В два и более раза снижается количество тепла, необходимое для подогрева питательной воды, а следовательно уменьшается и величина теплопередающей поверхности водогрейного котла. Это в свою очередь не только снижает величину дополнительных капиталовложений, но и облегчает компоновочные решения. Следует также упомянуть и о повышении коррозионной стойкости дополнительных поверхностей нагрева при повышении температуры котловой воды.

Из сказанного следует, что паросиловые блоки обладают внутренними резервами, которые обеспечивают возможность выработки дополнительной мощности с хорошими маневренными характеристиками. При низких дополнительных капиталовложениях, к.п.д. ее выработки находится на уровне современных ГТУ. Турбостроительные заводы Советского Союза уже сейчас предусматривают во вновь

проектируемых ПСУ режимы работы с отключенными подогревателями питательной воды. Такое решение, например, принято в установке К-1200-240 [3].

Существенное улучшение показателей выработки маневренной мощности будет иметь место в специализированной комбинированной установке, состоящей из паросилового блока, работающего на режимах с отключенной регенерацией, и пиковой газотурбинной установки, тепло уходящих газов которой используется для догрева питательной воды до номинального уровня. Такая установка (схема — рис. 1) способна развивать значительные пиковые мощности как за счет ГТУ, так и за счет форсировки ПСУ. В базовом режиме ПСУ работает автономно, по обычной схеме, а ГТУ отключена. В режиме выработки пиковой мощности включается ГТУ, а ПСУ переводится на режим работы с отключенными подогревателями высокого давления.

При исследовании комбинированной установки газовый контур принят в виде ГТУ простой схемы. Паровой контур образован ПСУ, работающей при параметрах, приведенных в таблице 1, позиция 3.

Анализ выполнен при условии необходимого догрева питательной воды при отключении регенеративных отборов пара. Для этого условия тепловой баланс экономайзера запишется в виде:

$$Q_{\text{пв}} = G_{\text{в}} C_p (T_2 - T_{\text{yx}}) \frac{\alpha L_0 + 1}{\alpha L_0}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{пв}}$ — тепло, необходимое для догрева питательной воды, $G_{\text{в}}$ — расход воздуха в газовом контуре, T_2, T_{yx} — температура газа перед и за экономайзером, α — коэф-

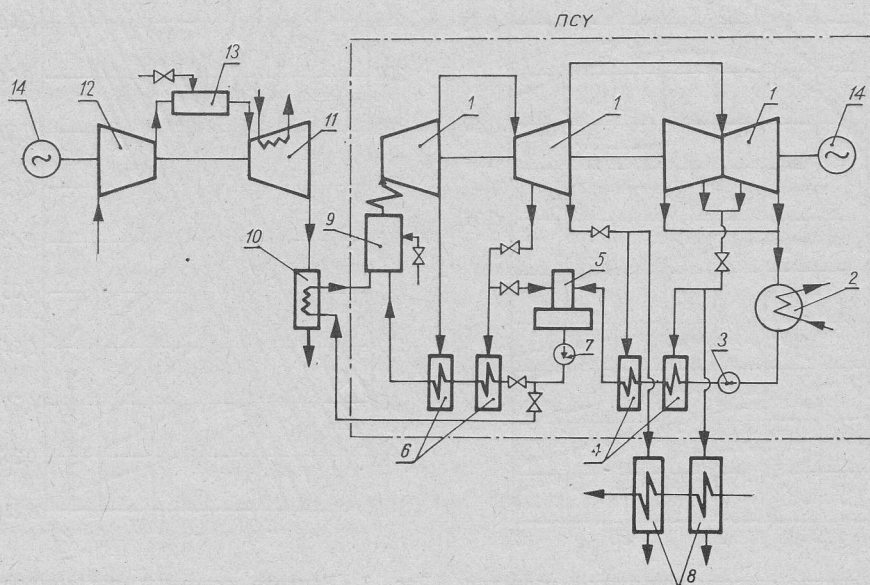


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема комбинированной установки

1 — цилиндры высокого, среднего и низкого давления ПСУ, 2 — конденсатор, 3 — конденсатный насос, 4 — подогреватели низкого давления, 5 — деаэрактор, 6 — подогреватели высокого давления, 7 — питательный насос, 8 — подогреватели сетевой воды, 9 — парогенератор, 10 — экономайзер, 11 — газовая турбина, 12 — компрессор, 13 — камера сгорания, 14 — генератор

коэффициент избытка воздуха, L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива.

Если между газовой турбиной и экономайзером отсутствует дополнительный подвод тепла, то T_2 соответствует температуре газа за турбиной. В этом случае будет иметь место следующее условие для определения расхода воздуха в газовом контуре:

$$G_B = \frac{Q_{пв}}{q} \frac{1}{1 - \eta_{ГТУ} - \bar{q}_{охл} - \bar{q}_{yx}}, \quad (2)$$

где q — удельное количество тепла, подведенного в камеру сгорания ГТУ, $\eta_{ГТУ}$ — к.п.д. автономной ГТУ с учетом потерь от охлаждения газовой турбины, $\bar{q}_{охл} = q_{охл}/q$ — удельный тепловой поток, отбираемый от газовой турбины при ее охлаждении, $\bar{q}_{yx} = q_{yx}/q$ — удельные потери тепла с уходящими газами.

Мощность газового контура также будет зависеть от величины догрева питательной воды. Для нахождения мощности ГТУ может быть использовано уравнение:

$$N_{ГТУ} = Q_{пв} \frac{\eta_{ГТУ}}{1 - \eta_{ГТУ} - \bar{q}_{охл} - \bar{q}_{yx}}. \quad (3)$$

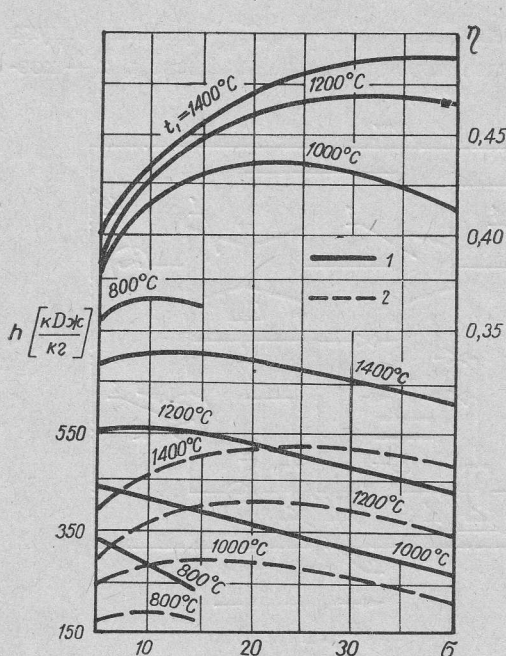


Рис. 2. Влияние степени повышения давления воздуха в компрессоре σ на к.п.д. η выработки дополнительной мощности и на величину удельной работы h

1 — к.п.д. и удельная работа всей вырабатываемой дополнительной мощности, 2 — удельная работа ГТУ

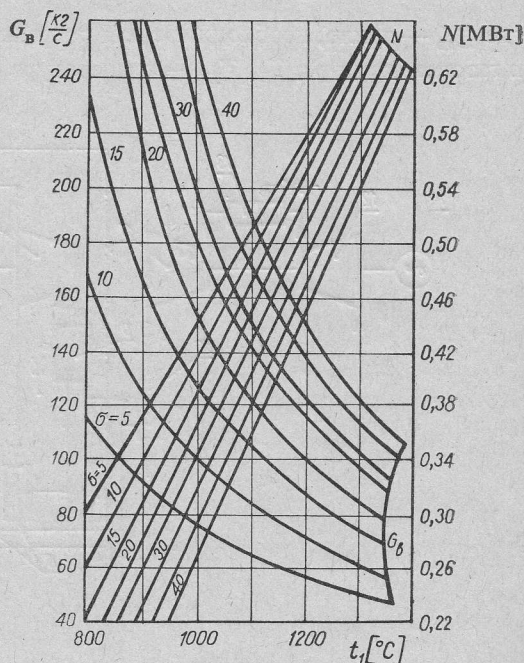


Рис. 3. Влияние основных параметров ГТУ на удельные характеристики выработки дополнительной мощности

G_B — расход воздуха, необходимый для догрева питательной воды на 100 МВт мощности ПСУ, N — дополнительная мощность, приходящаяся на 1 кг/с воздуха ГТУ

С помощью уравнений (1) - (3) проведено расчетное исследование тепловых схем комбинированных установок с различными ПСУ. Температура газа за экономайзером (t_{yx}) для всех рассмотренных вариантов принята постоянной и равной 200°C . Анализировалось влияние начальной температуры газа в газовом контуре t_1 и степени повышения давления воздуха σ (отношение конечного давления к начальному) на расход воздуха и пиковую мощность; рассмотрено также изменение к.п.д. комбинированной установки и выработки пиковой мощности.

Параметры газового контура (σ и t_1) сильно влияют на пиковую мощность и к.п.д. ее выработки (рис. 2). Оптимальное значение σ для удельной мощности газового контура и общей избыточной мощности не совпадают, причем $\sigma_{\text{опт}}$ по мощности газового контура существенно больше. Кривые изменения $h_{\text{ГТУ}}$ представляют собою обычные характеристики ГТУ, построенные с учетом охлаждения газовой турбины. Температура газа также влияет на удельные мощности установок. Повышение t_1 от 1000 до 1200°C увеличивает удельную мощность ГТУ почти на 50% .

Особенно сильно σ и t_1 влияют на к.п.д. выработки пиковой мощности η . При $t_1 = 1000^{\circ}\text{C}$ и $\sigma = 20$ к.п.д. превышает 43% , а при $t_1 = 1200^{\circ}\text{C}$ достигает при $\sigma = 35$ величины 47% . Однако, по мере роста t_1 темп, увеличения η уменьшается. Если ориентироваться на простую тепловую схему газового контура, то наиболее вероятное значение σ будет составлять $13 - 15$. Интересно отметить, что при такой величине σ будет иметь место целесообразное значение температуры газа t_1 , которое находится на уровне 1200°C .

Степень повышения давления σ и температура газа t_1 оказывают большое влияние на необходимый расход воздуха и удельную избыточную мощность комбинированной установки (рис. 3). Увеличение температуры газа t_1 заметно сокращает необходимый расход воздуха в газовом контуре, а увеличение σ — наоборот увеличивает. При температуре $t_1 = 800^{\circ}\text{C}$ повышение σ от 5 до 15 почти удваивает необходимый расход воздуха. Так, если при $\sigma = 5$ на 100 Мвт мощности парового контура требуется воздуха в газовом контуре около 115 кг/с, то при $\sigma = 15$ необходимый расход воздуха возрастает до 240 кг/с. Такая удельная величина расхода воздуха (G_b) затруднит создание маневренной комбинированной установки, так как, если даже ориентироваться на паросиловой блок мощностью 500 МВт, то расход воздуха будет достигать 1200 кг/с, что делает создание такой установки нецелесообразным. Переход на высокие степени повышения давления целесообразен в комбинированной установке при использовании высокотемпературных газовых турбин. Повышение начальной температуры газа не только увеличит η , но и существенно сократит необходимый расход воздуха. Так, при $\sigma = 15$ увеличение температуры газа t_1 с 800 до 1200°C уменьшает расход воздуха в 3 раза.

Комбинированная установка характеризуется значительной дополнительной удельной мощностью, которая представляет собою суммарную дополнительную мощность ПГУ, отнесенную к расходу воздуха в газовом контуре. Если принять $\sigma = 15$, то при $t_1 = 1200^{\circ}\text{C}$ величина этой мощности находится на уровне $0,54$ МВт/кг/с. В изолированной ГТУ при умеренной температуре газа эта величина составляет только около $0,15$ МВт/кг/с, для установки ГТ-100-750-2 ЛМЗ, выполненной по

сложной схеме, она равна $\sim 0,22$ МВт/кг/с. Даже для перспективной ГТУ фирмы „Дженерал Электрик” с $t_1 = 1200^\circ\text{C}$ удельная мощность не превышает 0,3 - 0,32 МВт/кг/с. Таким образом, удельная избыточная мощность комбинированной установки почти в 2 раза превышает ее значение для автономной пиковой ГТУ на те же параметры.

При создании маневренной ПГУ на базе мощных паровых блоков может оказаться целесообразным с точки зрения сокращения необходимого расхода воздуха пойти на частичное отключение регенеративных подогревателей высокого давления. Влияние числа отключенных подогревателей на характеристики установки представлено на рис. 4. Наибольшая общая пиковая мощность имеет место при отключении всех (обычно трех) подогревателей высокого давления. При $\sigma = 15$ и $t_1 = 1200^\circ\text{C}$ эта мощность достигает 50 МВт на 100 МВт ПСУ, из которой на долю парового контура приходится около 14 МВт, а остальное (~ 36 МВт) — на долю газового контура. Расход воздуха в газовом контуре при этом должен быть больше 83 кг/с на 100 МВт ПСУ. Если отключить только два подогревателя, то при тех же значениях σ и t_1 общая пиковая мощность сократится до 32 МВт на 100 МВт ПСУ, но необходимый расход воздуха упадет до 50 - 52 кг/с на 100 МВт ПСУ. Меняя число отключенных подогревателей, можно подобрать целесообразный в конкретных

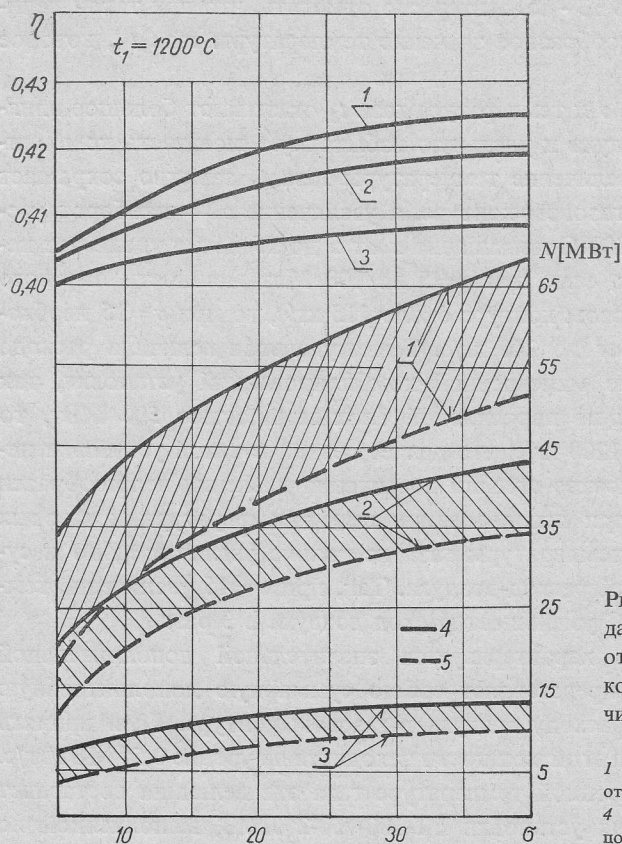


Рис. 4. Влияние степени повышения давления воздуха в компрессоре и числа отключаемых подогревателей на к.п.д. комбинированной установки и на величину дополнительной мощности, отнесенной к 100 МВт ПСУ

1 — ПВД отключены полностью, 2 — ПВД отключены на 2/3, 3 — ПВД отключены на 1/3, 4 — к.п.д. комбинированной установки и дополнительная мощность, 5 — мощность ГТУ

условиях расход воздуха. Уменьшение числа отключенных подогревателей уменьшает к.п.д. установки (рис. 4). Однако, даже при отключении только одного подогревателя Π_6 величина к.п.д. при указанных параметрах газового контура остается высокой и превышает к.п.д. исходного паросилового блока.

Рассматриваемая маневренная ПСУ позволяет генерировать значительные пиковые мощности. При $\sigma=5$ общая избыточная мощность составляет 40% от мощности парового контура, а при $\sigma=15$. Эта мощность достигает 60%. Рост избыточной мощности обеспечивается изменением мощности газового контура. Аналогичная картина имеет место при создании маневренной ПГУ на базе теплофикационных блоков.

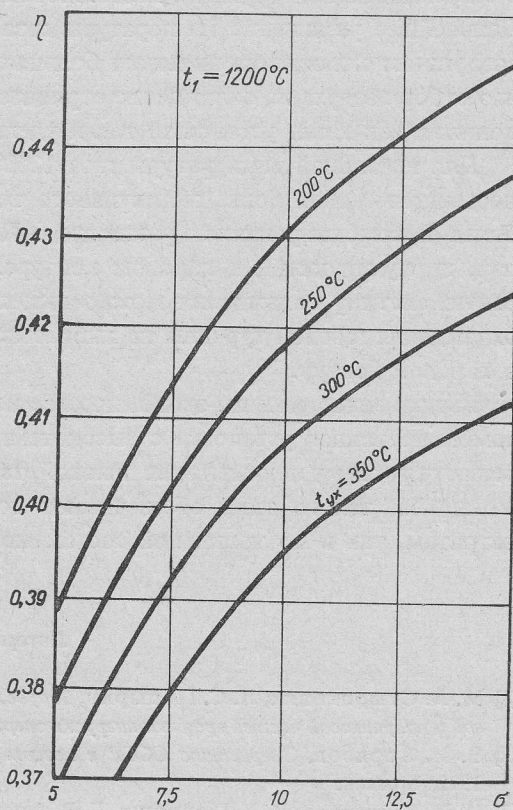


Рис. 5. Изменение к.п.д. выработки дополнительной мощности в зависимости от степени повышения давления и от температуры уходящих газов

Приведенные закономерности получены при $t_{yx} = 200^\circ\text{C}$, при этом условии получены величины расхода воздуха. Однако, может быть такое сочетание конкретных установок, при котором расход воздуха в газовом контуре будет больше необходимого. В этом случае растет температура уходящих газов t_{yx} и уменьшается к.п.д. установки (рис. 5). Падение к.п.д. оказывается значительным. Так, при температуре газа 1200°C и $\sigma=15$ увеличение t_{yx} на 50° уменьшает к.п.д. выработки избыточной мощности почти на один процент.

Таким образом, применение высокотемпературных газовых турбин в энергетических установках рассматриваемого типа открывает большие возможности выра-

ботки пиковых и полупиковых мощностей с высоким к.п.д. и относительно низким расходом воздуха. Последнее обстоятельство не только упрощает проблему создания ГТУ, но и облегчает компоновочное решение установки, особенно при модернизации действующих станций.

Высокий уровень температуры газа предполагает применение внутреннего охлаждения элементов проточной части газовой турбины. В настоящее время получили применение воздушные системы открытого типа, в которых для охлаждения лопаток используется цикловый воздух, отбираемый после компрессора. После охлаждения воздух выбрасывается в проточную часть, где, вместе с рабочим телом, участвует в выработке полезной работы. Такие системы относительно просты и уже в современных конструкциях позволяют поднять температуру газа до 1000 - 1100°C. Дальнейшее увеличение температуры газа в стационарном газотурбостроении при воздушном охлаждении вызывает большие трудности. Следует также иметь в виду, что отбор воздуха на охлаждение отрицательно сказывается на эффективности ГТУ, понижая как к.п.д. установки, так и удельную мощность.

Для начальной температуры газа 1200°C и выше следует рассмотреть возможность применения более эффективного теплоносителя в системе охлаждения турбины. В комбинированной установке с ПСУ для охлаждения выгодно применить пар, циркулирующий в паровом контуре. Для сохранения питательной воды паровую систему охлаждения можно выполнить закрытой, при которой пар после охлаждения газовой турбины не выбрасывается в проточную часть, а возвращается в паровой контур.

Выполненное технико-экономическое исследование показало, что рассмотренная комбинированная установка с высокотемпературной газовой турбиной эффективно решает проблему покрытия как пиковой, так и полупиковой частей графика нагрузки. Установки такого типа обеспечивают годовую экономию как по капитальным затратам, так и по топливной составляющей.

Литература

- [1] М. А. Стырикович, Л. С. Попырин, *Зарубежный опыт применения ПСУ для покрытия пиковой и полупиковой частей графика нагрузки энергосистем.* „Теплоэнергетика”, № 3, 1971, Москва.
- [2] Э. И. Борисов, *Энергетика СССР в первом году 5-ой пятилетки.* „Теплоэнергетика”, № 1, 1972, Москва.
- [3] И. И. Кириллов, В. Л. Полищук, Л. В. Арсеньев, *Паросиловый блок с пиковой ГТУ.* „Теплоэнергетика”, № 3, 1974, Москва.

Polepszenie charakterystyk ruchowych współczesnych siłowni parowych

Streszczenie

W krajach wysoko rozwiniętych ekonomicznie zauważa się stale rosnące silne zmiany dobowego zapotrzebowania mocy, dyktujące konieczność włączania do systemów energetycznych turbozespołów o dużej dyspozycyjności. Celem opanowywania szybkich wzrostów szczytowego i półszczytowego za-

potrzebowania mocy rozważa się, niezależnie od stosowania turbozespołów gazowych, możliwość zwiększenia dyspozycyjności siłowni parowych wielkiej mocy. Szerokie możliwości w tym względzie stwarza turbozespół parowy z przepuszczaniem pary z upustów regeneracyjnych przez cylindry turbiny, realizujący podgrzew wody zasilającej w specjalnym kotle grzejnym.

Wykazano, że wystarczające jest wyłączenie jedynie podgrzewacza WP. Przy tym, w zależności od parametrów i typu siłowni może być osiągnięty wzrost mocy o 7,5 do 15% przy sprawności dorównującej sprawności współczesnych turbozespołów gazowych.

Istotne polepszenie wskaźników produkcji energii w warunkach pokrywania zapotrzebowań szczytowych uzyskuje się w wyspecjalizowanej kombinowanej siłowni, składającej się z bloku parowego, pracującego w warunkach wynikających z wyłączenia regeneracji, oraz ze szczytowego turbozespołu gazowego, którego gazy wylotowe wykorzystywane są do podgrzewu wody zasilającej do poziomu nominalnego. Taka siłownia może pokrywać znaczne zapotrzebowanie szczytowe mocy, tak w wyniku pracy turbozespołu gazowego, jak i turbozespołu parowego. Jeśli siłownia pracuje w warunkach nominalnych, wówczas turbozespół parowy znajduje się w ruchu autonomicznym prowadzonym w układzie tradycyjnym, a turbozespół gazowy jest odłączony.

Największy efekt w produkcji dodatkowej energii na pokonanie zapotrzebowania szczytowego i półszczytowego przez omawianą kombinowaną siłownię uzyskuje się przy zastosowaniu turbiny gazowej na temperaturę gazu na wlocie wynoszącą 1000°C i więcej. I tak, przy nadkrytycznych parametrach pracy i przy początkowej temperaturze gazu wynoszącej 1200°C moc szczytową realizuje się przy wskaźniku 0,54 MW na 1 kg/s powietrza w turbinie gazowej, podczas gdy przy umiarkowanych temperaturach gazu wskaźnik ten utrzymuje się na poziomie 0,15 MW. Zwiększenie temperatury początkowej gazu istotnie wpływa na zwiększenie sprawności, a także zmniejsza przepływ powietrza w turbinie gazowej, wynikający z warunku podgrzewu wody zasilającej do określonej temperatury. Ostatnia okoliczność nie tylko upraszcza problem opracowania turbozespołu gazowego, lecz także ułatwia kompozycję siłowni w szczególności w przypadkach modernizacji siłowni istniejących.

Wysoki poziom temperatury gazu utrudnia zastosowanie powietrznego chłodzenia elementów części przepływowej turbiny gazowej. Przy temperaturze 1100°C i wyższych bardziej perspektywicznym środkiem chłodzącym jest para wodna.

Przeprowadzone badania techniczno-ekonomiczne wykazały, że rozpatrywana kombinowana siłownia efektywnie rozwiązuje problem pokrycia szczytowego i półszczytowego zapotrzebowania mocy. Siłownie takiego typu zapewniają roczne oszczędności tak z punktu widzenia amortyzacji, jak i składowej kosztów paliwa.

Improvement of Operational Characteristics of Modern Steam Turbo-Sets

Summary

The steady increasing scatter in the loading diagrams observed in economically developed countries requires highly-flexible power-sets put into power-systems. To meet the rapidly increasing peak and half-peak loading the possibilities of improving the flexibility of large steam turbo-sets as well as the application of gas turbo-sets are considered. Such possibilities exist in a wide extent in forcing the steam turbo-sets due to passing the regeneration tap steam through the turbine cylinders. Then the feed water is heated in a special boiler.

It has been shown that it is reasonable to cut out only the high-pressure regenerative heaters. In this case an additional output of 7.5 to 15% is achieved depending upon parameters and type of a steam turbo-set. The efficiency remains on the level of modern gas turbo-sets.

An essential improvement in parameters of the disposed power generation is expected in a specialized, combined plant consisting of a steam turbo-set working with a cut-out regeneration system and a gas turbo-set, exhaust gases of which are utilized to heat the feed water to the nominal temperature. Such a plant can give a large output due to the gas turbo-set and forcing of the steam set as well.

The best effect of peak and half-peak power generation in the combined plant considered is achieved when a gas turbine with the initial temperature of 1000°C or above is applied. When the steam parameters are supercritical and the initial gas temperature is 1200°C peak power generation reaches a value of 0.54 MW per 1 kg/s air flow rate in the gas turbine compared with 0.15 MW achieved in gas turbo-sets at moderate temperatures. An increase of the initial gas temperature results in an efficiency gain as well as in a decrease of the air flow rate in the gas plant determined by the feed water heating conditions. The last circumstance simplifies the problem of a gas plant construction and facilitates the combined power-plant design, especially in existing power stations.

High gas temperatures complicate the gas cooling of the gas turbine elements. For the temperature of 1100°C and above the water vapour is more perspective as a coolant.

The carried out technical and economic investigation has shown that the combined power plant under consideration satisfies the requirements of meeting peak and half-peak loading of the loading diagram. Such a plant ensures an economic all-year operation in respect of investments and fuel costs.