

УДК 621.438

ПЕРСПЕКТИВЫ ФОРСИРОВАНИЯ ПАРО- И ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

© 2011 А. А. Павлова

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева

В данной статье научно-технически обосновано применение теплоутилизационных технологий для повышения эффективности энергоустановок ТЭЦ и ГКС. Кроме того, прослежена технико-экономическая целесообразность применения предложенных методов на основе проведения термогазодинамических расчетов действующих ГТУ и ПГУ с учетом внедрения исследуемых методов повышения эффективности.

Эффективность энергоустановок, парогазовые установки, термогазодинамические расчеты действующих ГТУ.

Введение. Основным перспективным направлением ресурсосбережения является утилизация сбросных энергопотоков и в первую очередь тепла уходящих после ГТУ газов.

На современном этапе развития газо- и паротурбинных энергоустановок пристальное внимание уделяется внедрению энергосберегающих технологий, повышению эффективности преобразования химической энергии ископаемых энергетических ресурсов в электрическую энергию и теплоту. Для повышения эффективности парогазовой энергоустановки необходимо повышать КПД паровой и газовой части. В паротурбинных электростанциях с целью повышения экономичности увеличивают параметры пара до сверхкритических значений. Электрический КПД ПГУ при параметрах пара: давлении 37,5МПа, температуре 1200°C, регенеративном подогреве питательной воды и большом количестве промотборов, составляет 51%. [2] Таким образом, в настоящее время тепловая экономичность паротурбинных блоков приближается к своему пределу.

Основные достижения в повышении эффективности ГТУ связаны с неуклонным увеличением температуры газа перед турбиной, реализуемым за счет применения новых жаропрочных сплавов, совершенствования систем охлаждения турбин, а также с сопутствующим ему увеличением степени повышения давления в компрессоре. Однако даже самые современные из существующих и разрабатываемых ГТУ не могут конкурировать по эффективности с комбинированными ПГУ [3].

В настоящее время промышленный диалог развивается вокруг двух возможных

принципиально отличающихся схем тепло-энергетических установок. Это установки ПГУ бинарного цикла, у которых верхний цикл ГТУ с продуктами сгорания в качестве рабочего тела, а нижний – паровая турбина, пар для которой производится в парогенераторе за счет использования тепла уходящих газов из газотурбинной части установки. Естественно, что нижний цикл содержит всю необходимую атрибутику паросиловой установки – конденсатор, градирни или пруды - охладители, что в общем-то заметно повышает затраты на бинарную ГТУ.

Второй тип возможных установок с регенерацией тепла, покидающего ГТУ с выхлопными газами, это так называемый цикл со смешением или STIG (СТИГ) – Steam Injection Gas Turbine. Устанавливаемый на выходе из ГТУ парогенератор в виде котла-утилизатора генерирует пар низкого и высокого давления, подаваемый впоследствии на охлаждение турбины и на впрыск в камеру сгорания соответственно. При сохранении габаритов проточной части впрыск пара позволяет на 15-25% снизить расход сжатого воздуха на охлаждение, повысить расход рабочего тела и его энтальпию, что приводит к существенному – до 2 раз увеличению полезной работы [1].

Цель работы заключается в научно-техническом обосновании применения теплоутилизационных технологий для повышения эффективности энергоустановок ТЭЦ и газоперекачивающих компрессорных станций (ГКС). Анализ полученных расчетных и эксплуатационных данных позволит определить наиболее оптимальный и экономичный режим работы ПГУ. Термогазодинамические расчеты действующих ГТУ и ПГУ с учетом

внедрения исследуемых методов повышения эффективности позволят проследить технико-экономическую целесообразность применения предложенных методов.

1. Повышение эффективности энергетических газотурбинных установок

1.1. Современные паротурбинные энергоблоки

В то время как повышение давления в паротурбинных установках осуществляется без особых затруднений, повышение температуры на входе в паровую турбину при сохранении современного уровня развития конструкционных материалов, используемых в котельных агрегатах, проблематично. Тем не менее работы ведутся в обоих направлениях. Так, например, в Европейском Союзе находится в стадии конструкторской разработки проект ПГУ со сверхкритическим давлением, начальной температурой пара 700°C и двумя промперегревами до 720°C [2]. Все перспективные паротурбинные установки содержат большое число регенеративных отборов, а их количество и местоположение выбирается для каждой конкретной установки индивидуально.

Выполнен термодинамический анализ паровой турбины, работающей по простому циклу Ренкина с исходными данными: давление пара перед турбиной $p_0 = 10$ МПа, температура $T_0 = 873\text{K}$, давление в конденсаторе $p_k = 1,8$ кПа ($t_{\text{конд}} = 16^{\circ}\text{C}$), КПД турбины $\eta_{\text{пт}} = 0,88$. Геометрия рассчитываемой турбины соответствовала трехмодульной турбине мощностью 25МВт.

Результаты расчета показали, что при заданных параметрах величина электрического КПД установки достигает $\eta_{\text{эл}} = 39,1\%$. Увеличение начального давления до $p_0 = 30$ МПа при сохранении остальных параметров без изменения, приводит к возрастанию электрического КПД до 41,2%. Дальнейшее повышение КПД, как уже отмечалось, возможно за счет введения промперегрева и повышения КПД турбины до $\eta_{\text{пт}} = 0,9$ при переходе с активных лопаток на реактивные: при $p_0 = 10$ МПа - с 39,1% до 39,9%, а при давлении перед турбиной $p_0 = 30$ МПа - с 41,2% до 41,8%.

1.2. Термодинамический анализ цикла энергетической ГТУ с впрыском пара

Разрабатываемые и выпускаемые отечественными предприятиями ГТУ наземно-

го применения имеют довольно низкий КПД производства электроэнергии, не превышающий 40%, а в большинстве случаев он не дотягивает и до 37%. Высокая экономичность зарубежных энергоблоков (40-45%) обеспечивается за счет применения высокотехнологичных узлов и предельно высоких температур газа перед турбиной до 1500°C . Так, крупнейший производитель ГТУ General Electric ведет разработку установок, работающих по двум технологиям G и H. В первой используется традиционное воздушное охлаждение, а установки серии H выполнены с паровым охлаждением первых двух ступеней газовой турбины и используются в составе ПГУ, обеспечивая КПД выработки электроэнергии до 60% [5].

Большой интерес для энергетики малой и средней мощности, где целесообразность использования классических ПГУ не очевидна, представляет разновидность циклов ГТУ с впрыском пара или воды, нагретых теплом выходящих газов в котле-утилизаторе (КУ), в проточную часть турбины (ГТУ STIG). Их эффективность приближается к эффективности классических ПГУ, в то же время конструктивное исполнение почти такое же, как и у обычных ГТУ.

При анализе путей форсирования газотурбинного цикла расчеты выполнены на основе выбранной за базовую модель газотурбинной установки с исходной электрической мощностью 20 МВт конструкции КБ «А.М. Люлька – Сатурн», серийно выпускаемой в конвертируемом виде под маркой АЛ – 31 – СТЭ, являющейся одной из наиболее эффективных на отечественном рынке, сочетая в себе значительный ресурс и высокие параметры рабочего тела (температуру). Расход воздуха через установку $G_{\text{в}} = 60$ кг/с, КПД компрессора $\eta_{\text{к}}^* = 0,84$, степень повышения давления $\pi_{\text{к}}^* = 20$, $N = 20$ МВт; $\eta_{\text{эл}} = 0,36$, $T_{\text{г}}^* = 1525$ К.

Проанализированы две схемы газотурбинного цикла: простого, с форсированием параметров (увеличением степени сжатия в компрессоре и температуры газа перед турбиной), а также установки со смешением, работающей по так называемому циклу STIG. В соответствии с рекомендациями [1] некоторое количество пара, в 1,5 раза превышающее расход топлива, вводилось в камеру сгорания для подавления выбросов NO_x . Для получения водяного пара на выхо-

де из ГТУ устанавливается котел-утилизатор, а для регенерации пара, содержащегося в продуктах сгорания, используется разработанная в НПО «Машпроект» (Украина) приставка «Водолей» (рис. 1).

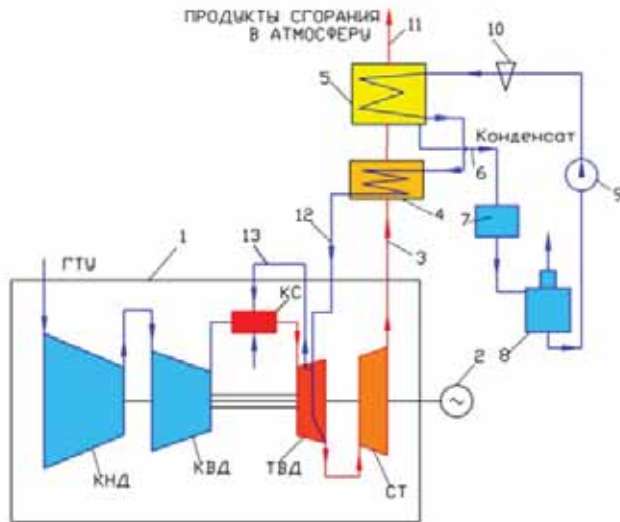


Рис. 1. Принципиальная схема газотурбинной установки с паровым охлаждением турбины и впрыском пара в камеру сгорания (STIG):

1 – газотурбинная установка; 2 – электрогенератор; 3 – выхлопные газы; 4 – испаритель и пароперегреватель низкого давления; 5 – экономайзер-конденсатор низкого давления; 6 – отвод сконденсировавшегося из продуктов сгорания ГТУ пара; 7 – конденсатоочистка; 8 – деаэратор; 9 – питательный насос низкого давления; 10 – фильтр; 11 – выход продуктов сгорания в атмосферу; 12 – подача пара на охлаждение газовой турбины; 13 – подача пара для уменьшения выбросов NO_x.

Электрический КПД рассматриваемой ГТУ возрастает при увеличении степени повышения давления до $\pi_k^* = 40$ и $T_r^* = 1773 - 1973\text{K}$, но его величина практически не превышает 45%. В результате термодинамического расчета выяснилось, что увеличение температуры газа до $T_r^* = 1773\text{K}$, с подачей пара в КС и турбину, приводит к возрастанию мощности ГТУ примерно в 2 раза, а увеличение T_r^* до значения 1973K - до 2,5 раз. Однако при этом величина электрического КПД ГТУ, работающей по отмеченной схеме, практически остается без изменения.

1.3. Анализ комбинированных энергоустановок

Объединение высокотемпературного газотурбинного цикла с низкотемпературным паротурбинным в единой парогазовой установке (ПГУ) позволяет выйти на новый, более высокий уровень эффективности. В этом случае теплота уходящих из турбины

ГТУ газов, температура которых достигает $500...700^\circ\text{C}$, служит источником тепла для нагрева питательной воды, её испарения и перегрева образовавшегося пара, что в конечном счете приводит к получению дополнительной мощности в паротурбинной установке. КПД ПГУ, работающих по чисто бинарному циклу, достигает сегодня 57...58.5%. Строятся электростанции с ПГУ, имеющими КПД 60%. Как правило, это крупные ПГУ с высокотемпературными и высокоэффективными ГТУ (39...45%) и ПТУ, выполненными по схеме двух или трех давлений. КПД первых введенных в эксплуатацию отечественных установок бинарного цикла ПГУ-39 мощностью 40 МВт и ПГУ-450 мощностью 450 МВт, выполненных по схеме двух давлений, равен 49.5...50%. В проекте ПГУ мощностью 285 МВт, выполненном в Ивановском ГЭУ на базе зарубежной ГТУ V94.2A с КПД 35,4% по схеме трех давлений, предполагается получить КПД (нетто) 53,4%.

В рассматриваемом сопоставительном расчете схем в качестве верхней надстройки комбинированной ПГУ выбрана ГТУ АЛ31 – СТЭ с расходом воздуха $60,6\text{ кг/с}$ и $\pi_k^* = 20$. При этом предполагалось, что газотурбинная установка работает по циклу STIG с подачей пара в камеру сгорания и на охлаждение газовой турбины, а избыточный тепловой ресурс продуктов сгорания на выходе расходуются на генерацию пара, используемого в дальнейшем для организации рабочего процесса нижней надстройки – паровой турбины, без котлоагрегата.

Принципиальная схема такой установки представлена на рис. 2. Высокая температура газа перед турбиной определяет и ее достаточно высокое значение на выходе, что позволяет в испарителе – пароперегревателе 4 получить пар с температурой до 1100K .

Результаты термодинамического анализа представлены на рис. 3. Можно отметить, что предложенные схемы в целом имеют достаточно весомое превосходство по КПД над ранее рассмотренными типами энергетических установок, в том числе и над паротурбинными установками сверхкритических параметров. Преимущество достигнуто за счет экономии энергии расходуемой в котлоагрегате обычной ПТУ.

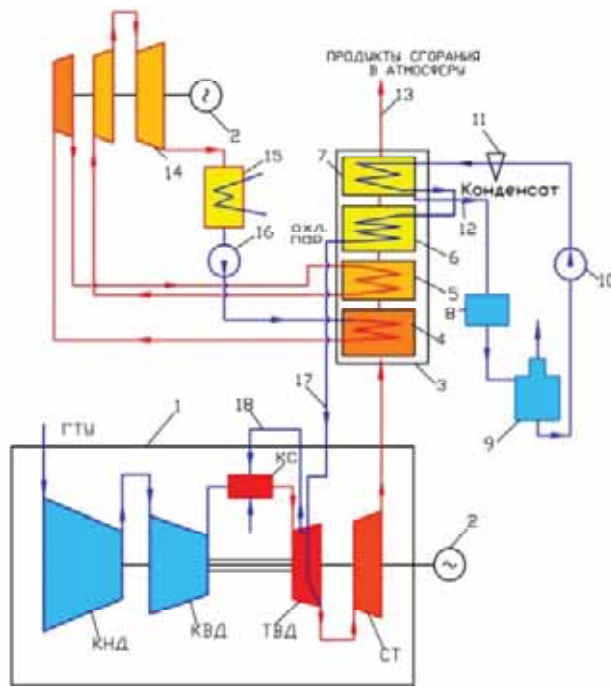


Рис. 2. Принципиальная схема комбинированной установки:

1 – ГТУ; 2 – электрогенератор; 3 – котел-утилизатор; 4 – испаритель и пароперегреватель высокого давления; 5 – промежуточный пароперегреватель; 6 – испаритель и пароперегреватель низкого давления; 7 – экономайзер-конденсатор низкого давления; 8 – конденсатоочистка; 9 – деаэратор; 10 – питательный насос низкого давления; 11 – фильтр; 12 – отвод сконденсировавшегося из продуктов сгорания ГТУ пара; 13 – выход продуктов сгорания в атмосферу; 14 – паровая турбина; 15 – конденсатор; 16 – конденсационный насос; 17 – подача пара на охлаждение; 18 – подача пара в КС

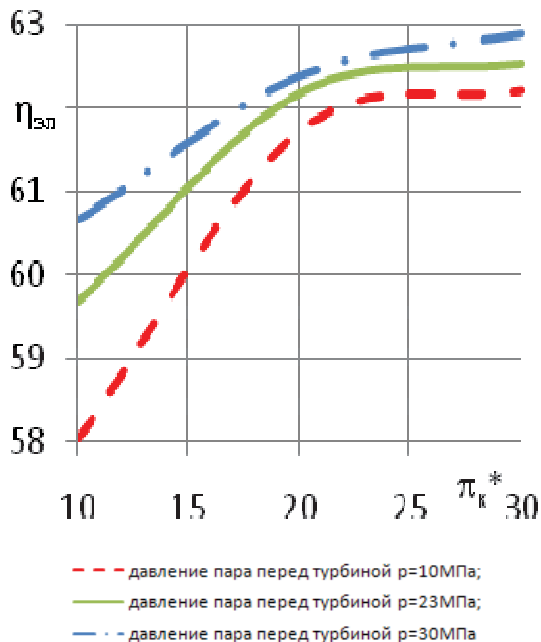


Рис. 3. Зависимость электрического КПД и мощности ПГУ от степени повышения давления в ГТУ π_k^* при $T_0^*=1773K$

Наиболее выгодным по КПД являются сравнительно низкотемпературные режимы паротурбинных надстроек с температурой пара от $850 \leq T_p^* \leq 950 K$ и степенью повышения давления в ГТУ $\pi_k^* = 20 - 30$. Этот факт является достаточно интересным, ибо позволяет использовать неохлаждаемые паровые турбины.

2. Энергоэффективность приводных энергоустановок в системе транспорта газа

2.1. Термодинамический анализ «просто» цикла приводной ГТУ с паровой турбиной

Принципиальная расчетная схема комбинированной установки, состоящей из ГТУ, работающей по простому циклу Брайтона, и ПТУ, работающей по циклу, приближенному к идеальному циклу Ренкина, приведена на рис. 4.

Давление, генерируемого в котле-утилизаторе пара, при оценочных расчетах изменялось от 0,5 до 10 МПа. Температура перегрева газа принималась на 30° меньше температуры уходящих газов. Давление в конденсаторе принималось по его среднему значению для известных работающих паровых турбин малой мощности ~ 10 кПа. Для упрощения оценки и сравнительного анализа выбран простой цикл без промперегревов и регенерации.

Расчеты показывают, что с изменением мощности газотурбинного агрегата возрастает величина утилизационного теплового потока и, как следствие, растет мощность паровой турбины (рис. 5).

Увеличение мощности газотурбинного привода ГПА с 6 до 25 МВт позволяет без дополнительных затрат топлива генерировать от 2 до 7 МВт электрической мощности. Рост давления пара от 0,5 до 2 МПа повышает экономичность паровой части теплоутилизационной надстройки. Дальнейшее повышение давления до 10 МПа приводит к снижению мощности паровой надстройки. В среднем увеличение давления от 0,5 МПа до 2 МПа приводит к возрастанию генерируемой электрической мощности на 11-12 %, причем чем больше температура уходящих газов ГТУ, тем в большей степени проявляется эффект возрастания.

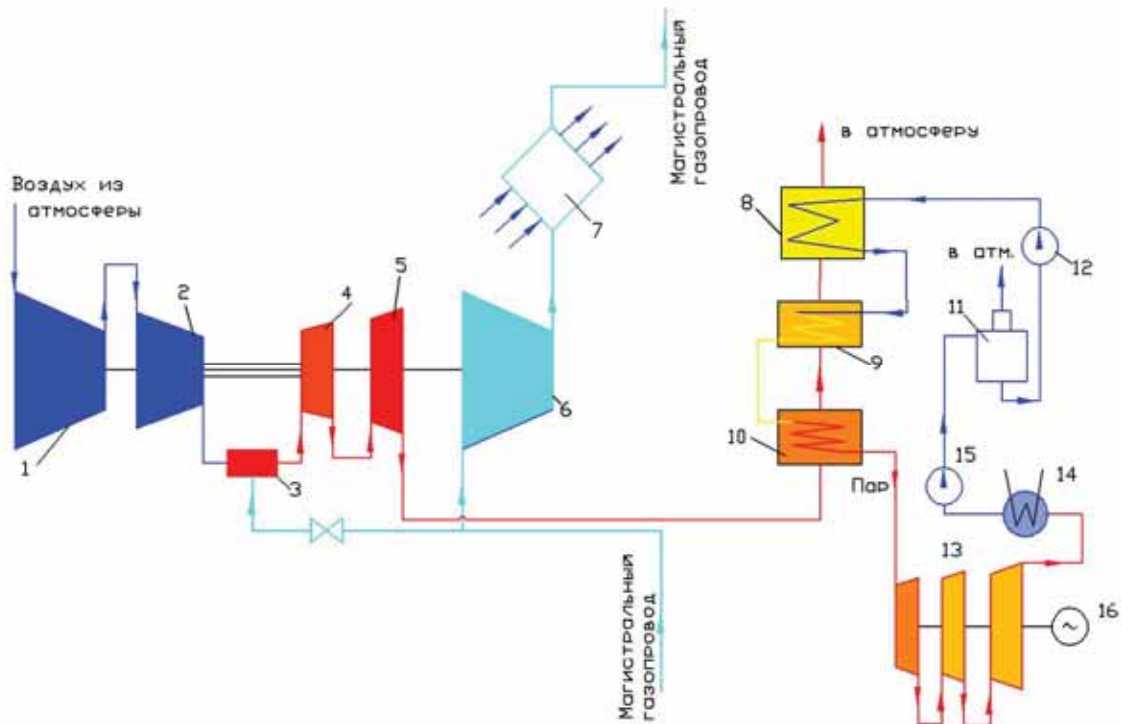


Рис. 4. Схема ГПА с котлом-утилизатором и паровой турбиной, работающей по простому циклу: 1 – компрессор низкого давления, 2 – компрессор высокого давления, 3 – камера сгорания, 4 – турбина высокого давления, 5 – силовая турбина, 6 – нагнетатель, 7 – теплообменный аппарат, 8 – экономайзер, 9 – испаритель, 10 – пароперегреватель, 11 – деаэрактор, 12 – питательный насос, 13 – паровая турбина, 14 – конденсатор, 15 – конденсатный насос, 16 – электрогенератор

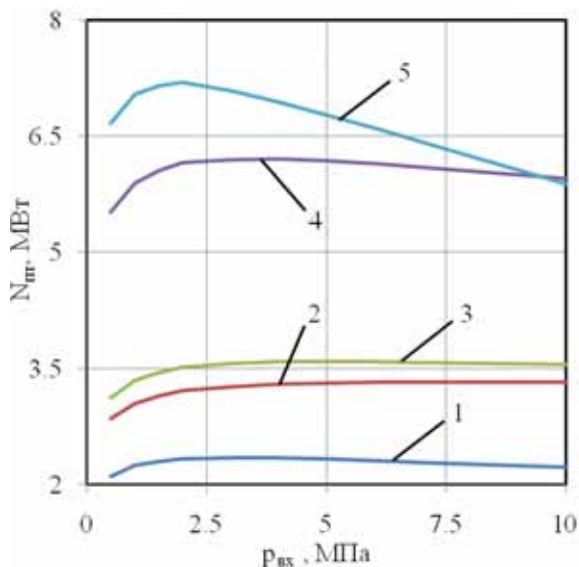


Рис. 5. Зависимость мощности паровой турбины от давления пара на входе для различных ГПА: 1 – ГПА6.3; 2 – ГПА6.3(8); 3 – ГПА10; 4 – ГПА16; 5 – ГПА25

Анализ возможности применения выпускаемых промышленностью паровых турбин для надстройки ГПА производства ОАО «Сатурн – Газовые турбины» мощного ряда 6,3; 8; 10; 16; 25 МВт на основе термодинамических расчетов при номинальных значениях давления и температуры на входе и выходе из паровой части, принимаемых по данным заводов-изготовителей, сведен в табл. 1. Подбор паровых турбин производился с учетом равенства расхода пара, генерируемого в котле-утилизаторе газотурбинной установки или его максимального соответствия номинальному расходу на паровой турбине. По результатам расчетов подобраны конденсационные паровые турбины отечественного и зарубежного производства.

Таблица 1. Сводная таблица соответствия изготавливаемых паровых турбин ГПА производства ОАО «Сатурн – Газовые турбины»

Название ГПА	Тип паровой турбины	Давление пара перед турбиной $p_{п.вх}$, МПа	Температура пара перед турбиной $T_{п.вх}$, °С	Давление в конденсаторе $p_{к}$, кПа	Расход пара генерируемого в КУ ГТУ $G_{п}$, кг/с	Номинальный расход рабочего тела паровой турбины $G_{п.ном}$, кг/с	Мощность паровой турбины при работе от КУ ГТУ $N_{пт}$, МВт
ГПА-6,3PM	К-2,5-2,4	2,4	350	10	3,56	4,2	2,88
	К-2,5-3,4	3,4	430	10	3,37	3,61	3,11
ГПА-6,3(8 МВт)-04	К-2,5-2,4	2,4	350	10	4,52	4,2	3,66
ГПА-10PM	К-2,5-2,4	2,4	350	10	5,06	4,2	4,1
ГПА-16 "Арлан"	К-6-3.4Т	3,4	435	9,8	8,71	7,1	8,1
	К-7.5-6.4Т	6,29	480	10,6	8,55	8,6	8,78
	К-6-1,6У	1,57	320	9,8	9,38	9,17	6,95
ГПА-25	К-12-4,2Т	4,2	435	9,8	11,41	14,8	10,8
	SST-100	6,5	480	100	12,0	10,4	9,26

2.2. Термодинамический анализ ГПА с надстройкой двухконтурным котлом-утилизатором и паровой турбиной. Переход в ПГУ к более сложной тепловой схеме паровой части комбинированной установки позволяет в некоторых случаях повысить ее термодинамическое совершенство. Для этого увеличивают число контуров генерации пара в КУ до двух-трех, вводят промежуточный перегрев пара и др. Такие технические решения выполняют параллельно с повышением начальных параметров ГТУ и ее мощности, что отражается на повышении расхода рабочего тела (газов) и их температуры на выходе газовой турбины. На рис. 6 приведена схема ПГУ с двухконтурным КУ.

Для теоретической оценки термодинамического совершенства и оценки качества комбинированных установок при надстройке ГТУ котлом-утилизатором и паровой турбиной двух давлений выбраны авиапроизводные газотурбинные установки простого цикла производства ОАО «Сатурн – Газовые турбины» мощностного ряда: 6,3; 8,0; 10,0; 16,0 и 25,0 МВт.

Использование двухконтурного КУ

обеспечивает более глубокое охлаждение выходных газов ГТУ по сравнению с их охлаждением в ПГУ с одноконтурным КУ, что улучшает основные показатели установки. В ПГУ этого типа целесообразно совершенствовать отдельные элементы тепловой схемы и оптимизировать значения температурных напоров на горячем конце пароперегревателя.

Повышение начального давления пара с 10 до 30 МПа приводит к возрастанию электрического КПД на 1,5% (рис. 7). При этом основной рост КПД происходит при переходе на сверхкритические параметры пара ($p_0 = 23$ МПа). Как показывают расчеты, форсирование параметров парового цикла позволяет получить более высокий общий КПД, чем форсирование газотурбинного цикла.

Заключение. С целью определения эффективности различных схем комбинированных энергоустановок и газоперекачивающих агрегатов выполнен термодинамический анализ нескольких вариантов установок, включая ПГУ с одноконтурным и двухконтурным КУ, ГТД, работающей по циклу STIG.

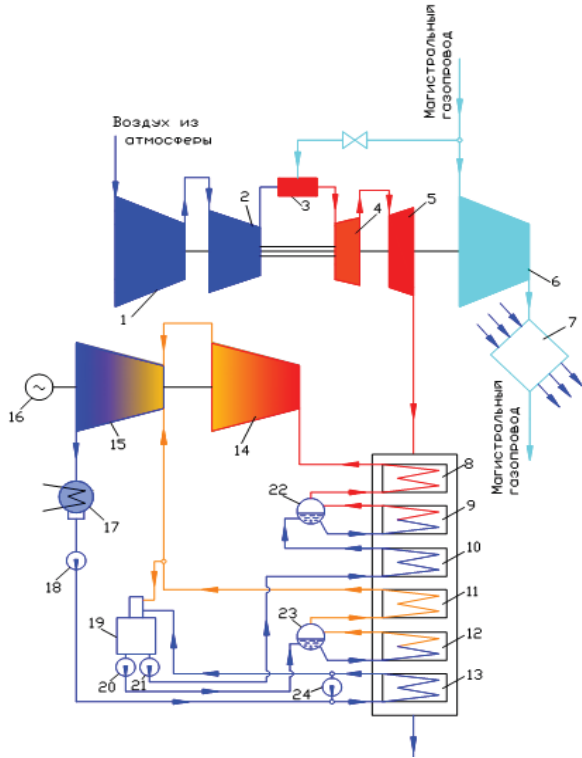


Рис. 6. Схема ГПА с двухконтурным котлом-утилизатором и паровой турбиной: 1 - компрессор низкого давления, 2 - компрессор высокого давления, 3 - камера сгорания, 4 - турбина высокого давления, 5 - силовая турбина, 6 - нагнетатель, 7 - теплообменный аппарат, 8 - пароперегреватель высокого давления, 9 - испаритель высокого давления, 10 - экономайзер высокого давления, 11 - пароперегреватель низкого давления, 12 - испаритель низкого давления, 13 - газовый подогреватель конденсата, 14 - паровая турбина высокого давления, 15 - паровая турбина низкого давления, 16 - электрогенератор, 17 - конденсатор, 18 - конденсатный насос, 19 - деаэрактор, 20 - питательный насос низкого давления, 21 - питательный насос высокого давления, 22 - барабан высокого давления, 23 - барабан низкого давления, 24 - циркуляционный насос

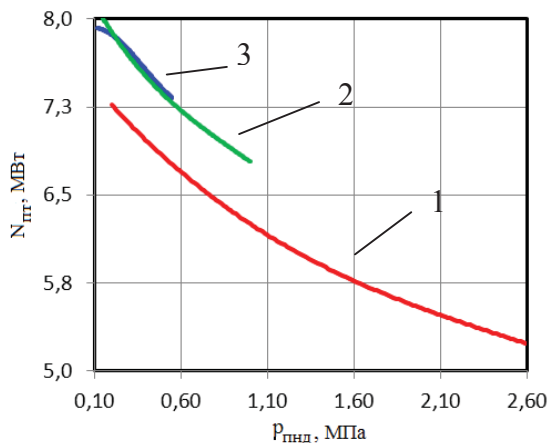


Рис. 7. Зависимость мощности паровой турбины ГПА-25 от давления пара в контуре низкого давления: 1 - $p_{пвд}=10$ МПа; 2 - $p_{пвд}=3$ МПа; 3 - $p_{пвд}=1,5$ МПа

В газотурбинном цикле впрыск пара в КС и открытое паровое охлаждение турбины позволяют увеличить мощность установки в 2,5 раза и довести электрический КПД до 45% в случае генерации пара в КУ, установленного за турбиной. Комбинированное использование газового и парового цикла повышает КПД процесса генерации электроэнергии до 60%.

Анализ надстройки ГПА котлом-утилизатором с паровой турбиной показал, что 60 % (7,5 МВт) бросовой энергии уходящих газов можно преобразовать в полезную работу, сократив при этом суммарные выбросы энергии в форме тепла на треть (14,5 МВт против 22 МВт).

Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук, проф. Ш.А. Пиралишвили и канд. техн. наук С.В. Веретенникова в рамках ГК №02.740.11.0414.

Библиографический список

1. Полежаев, Ю.В. Парогазотурбинные энергоустановки [Текст] / Ю. В. Полежаев // Препринт №2 - 434. М.: ОИВТ РАН, 1999. - С. 57.
2. Свен, Къяер. Опыт проектирования и эксплуатации энергоблоков на сверхкритические параметры в Дании [Текст] / Свен Къяер // Перспективы энергетики. - 2002. -Т. 6. - С.241-251.
3. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. [Текст] / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремизов // М.: Изд-во МЭИ, 2002.
4. Анализ параметров и тепловых схем энергоблоков на давление 40 МПа. [Текст] / А.В. Мошкарин, Д.В. Алексеев, А.В. Полежаев [и др.] // Теплоэнергетика - 2005. - №10.
5. Matta, R.K. Power systems for the 21st century - "H" gas turbine combined - cycles. [Text] / R.K. Matta, G.D. Mercer, R.S. Tuthill // GE Power systems GER-3935B. - Schenectady, NY. - 22 P.

PROSPECTS FOR THE FORCING OF GAS TURBINE AND STEAM POWER PLANTS

©2011 A. A. Pavlova

Rybinsk state academy of aviation technology named after P.A. Solovyov

In this article, using of heat recovery technology for improving the efficiency of power plants and compressor station is scientific and technically justified. In addition, the technical and economical feasibility of the proposed methods based on the thermodynamic and gas-dynamic calculations of existing gas turbines and combined-cycle plant is traced, considering the introduction of the investigated methods of improving efficiency.

The efficiency of power plants, combined-cycle plant, thermo-gas-dynamic calculations of existing gas turbines.

Информация об авторах

Павлова Аида Александровна, аспирант Рыбинской государственной авиационной технологической академии, инженер ОАО «Сатурн-Газовые турбины». E-mail: aida_22@mail.ru. Область научных интересов: газотурбинные двигатели.

Pavlova Aida Aleksandrovna, postgraduate of Rybinsk state academy of aviation technology named after P.A. Solovyov. "Saturn-Gas Turbines." E-mail: aida_22@mail.ru. Area of research: gas turbine engines.