

УДК 621.57

Мірошніченко Володимир Валерійович, аспірант, info@inform.sumdu.edu.ua, +380668279374, voha_mirosh@mail.ru.

Борисов Микола Анатолійович, аспірант, info@inform.sumdu.edu.ua, +380667369838, ferrari_599gtb@mail.ru.

Арсеньєв Вячеслав Михайлович, кандидат технічних наук, професор, info@inform.sumdu.edu.ua, +380975363572.

Сумський державний університет, Суми, Україна. Вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007

УТИЛИЗАЦІЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ З ВИКОРИСТАННЯМ СТРУМІННОЇ ТЕРМОКМПРЕССІЇ

Аналіз численних інформаційних джерел по когенерації газотурбінних двигунів та малооборотних дизелів показує пріоритет використання пароежекторних холодильних машин в силу ряду переваг, але не стосуються їх енергоефективності. Підвищення енергоефективності даного типу холодильних машин можливо при застосуванні струмінної термокомпресії, що дозволяє реалізувати знижувальну термотрансформацію утилізованих теплових потоків як в режимі вироблення механічної роботи, так і генерації холоду.

Ключові слова: енергозбереження, газотурбінний двигун, струмінна термокомпресія, ежектор.

Мірошніченко Владимир Валериевич, аспирант, info@inform.sumdu.edu.ua, +380668279374, voha_mirosh@mail.ru.

Борисов Николай Анатоліевич, аспирант, info@inform.sumdu.edu.ua, +380667369838, ferrari_599gtb@mail.ru.

Арсеньев Вячеслав Михайлович, кандидат технических наук, профессор, info@inform.sumdu.edu.ua, +380975363572.

Сумской государственной университет, Сумы, Украина. Ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, Украина, 40007

УТИЛИЗАЦИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТРУЙНОЙ ТЕРМОКОМПРЕССИИ

Анализ многочисленных информационных источников по когенерации ГТД и малооборотных дизелей показывает приоритет использования пароежекторных холодильных машин в силу ряда преимуществ, но не касающихся их энергоэффективности. Повышение энергоэффективности данного типа холодильных машин возможно при применении струйной термокомпресии, позволяющей реализовать понижающую термотрансформацию утилизируемых тепловых потоков как в режиме выработки механической работы, так и генерации холода.

Ключевые слова: энергосбережение, газотурбинный двигатель, струйная термокомпресия, эжектор.

Miroshnychenko Volodymyr Valeriyovich, postgraduate, info@inform.sumdu.edu.ua, +380668279374, voha_mirosh@mail.ru.

BorISOV Nikolay Anatolievich, postgraduate, info@inform.sumdu.edu.ua, +380667369838, ferrari_599gtb@mail.ru.

Arsenyev Vacheslav Mikhailovich, Candidate of Technical Sciences, professor, info@inform.sumdu.edu.ua, +380975363572.

Sumy State University, Sumy, Ukraine. St. Rimskogo-Korsakov, 2, Sumy, Ukraine, 40007

RECYCLING OF GAS TURBINE ENGINE WASTE ENERGY USING JET THERMOCOMPRESSION

The analysis of many sources on GTE co-generation and low-speed diesels shows the priority of using of ejector refrigerating machines because of their advantages. It is not related to their energy efficiency. Improving the energy efficiency of this type of refrigerating machines requires the use of jet thermocompression. This allows to reduce thermotransformation of recyclable heat flows in cases of the mechanical work production and the generation of cold.

Keywords: energy saving, gas turbine engine, jet thermocompression, ejector.

Введение

Топливная экономичность газотурбинных двигателей (ГТД) для автономного электрообеспечения или привода компрессорных агрегатов транспортировки природного газа во многом зависит от использования сбросового тепла продуктов сгорания. Энергопотенциал подобного вторичного энергоресурса в 1,5...2 раза больше чем энергия продукта газотурбинной установки.

Переход к автономному энергообеспечению объектов различного назначения обусловил интенсивное развитие технологий комбинированного производства энергии на основе когенерационных и тригенерационных схемных решений газотурбинной системы.

Целевое направление перехода к многофункциональности газотурбинной установки основано не на возможностях самой установки, а на наличии потребителей продуктов дополнительной генерации. Наиболее разработанным и реализованным способом утилизации продуктов сгорания является установка котла-утилизатора, который либо предназначается для выработки водяного пара как конечного продукта, или для реализации цикла паротурбинной установки, например, установка ПГУ-20 ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» .

Другим важным направлением утилизации продуктов сгорания ГТД является использование сбросного теплового потока для целей кондиционирования и рефрижерации на базе теплоиспользующих холодильных машин: парожеткорных, абсорбционных или компрессорных по циклу Чистякова – Плотникова. В качестве примера можно привести реализацию с помощью газового двигателя автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО «Сандора» - «Pepsico Ukraine» (пос. Южный, Николаевская обл.). Необходимо также отметить перспективные разработки по внутренней когенерации ГТД и поиску рациональных способов охлаждения циклового воздуха на входе в турбокомпрессор.

Утилизационные решения для ГТУ

Наибольшее количество современных ГТУ работают по открытому циклу (циклу Брайтона) внутреннего сгорания. Схема такого ГТД представлена на рис. 1. Компрессор К сжимает воздух и подает его в камеру сгорания КС, куда также подается топлива под давлением. Вследствие сгорания топлива происходит интенсивное выделение тепла, что приводит до увеличения объема газоподобных продуктов сгорания. Продукты сгорания под давлением подаются на турбину Т, где они расширяются и приводят в движение компрессор, который механически связан с турбиной. Этот остаток и есть полезной работой ГТД и используется для выполнения механической работы.

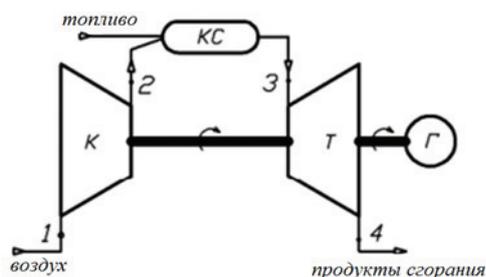


Рис. 1. Схема ГТД: К – компрессор, КС – камера сгорания, Т – турбина

Открытым цикл называется потому, что рабочее тело с выхода турбины (т. 4) бесповоротно выбрасывается в окружающую среду.

Эксергетическая эффективность простого цикла ГТД:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{N_E}{E_{ТОП}} \quad (1)$$

где $E_{ТОП} = E_{ХИМ} + E_{МЕХ}$,

Для потока газообразного топлива:

$$E_{ТОП} = E_{ГАЗ} = \alpha_{Г} \cdot Q_H^C \cdot m_{Г} + e_{1Г} \cdot m_{Г} \quad (2)$$

$$e_{1Г} = (h_{1Г} - h_{0С}) - T_{0С} \cdot 9(S_{1Г} - S_{0С}) \quad (3)$$

при допущении идеально-газового состояния топливного газа:

$$e_{1Г} = \hat{C} \left[(T_{1Г} - T_{0C}) - T_{0C} \cdot \ln \frac{T}{T_{0C}} \right] + T_{0C} \cdot R \cdot \ln \frac{P}{P_{0C}}, \frac{кДж}{кг} \quad (4)$$

где $e_{1Г}$ – удельная эксергия; $\alpha_{Г}$ – корреляционный коэффициент; $Q_{Н}^c$ – низшая теплота сгорания 1 Н·м³ по сухой массе; $\dot{m}_{Г}$ – массовый расход топливного газа; $h_{1Г}$ и $S_{1Г}$ – удельная энтальпия и энтропия при термических параметрах топливного газа на входе в камеру сгорания; h_{0C} и S_{0C} – удельные энтальпия и энтропия при принятых параметрах окружающей среды, p_{0C} и T_{0C} ; \hat{c}_p – изобарная теплоемкость осредненная в интервале температуры потока, $T_{1Г}$ и окружающей среды, T_{0C} ; R – газовая постоянная среды потока.

Совершенствования энергоэффективности простого цикла ГТД представлена в табл. 1.

Таблица 1

способ	процесс	энергоресурс	оборудование
Регенеративный цикл	Регенеративный нагрев воздуха перед КС	Продукты сгорания	Воздухоподогреватель
STIG	Увеличение $m_{пс}$ для турбины путем ввода потока водяного пара	Продукты сгорания Э/Э	Котел-утилизатор, насос
STIG с конденсацией пара (Водолей)	Увеличение $m_{пс}$ для турбины путем ввода потока водяного пара	Продукты сгорания Э/Э	Котел-утилизатор, конденсатор, насос
Охлаждение циклового воздуха на всасывании в компрессор	Поверхностный или контактный теплообмен воздуха с охлаждающей средой	Продукты сгорания Э/Э	Теплоиспользующие холодильные машины

Одним из способов повышения коэффициента полезного действия есть генерация пара в КУ, где пар впрыскивают в проточную часть турбины базового двигателя, при этом турбина ГТУ объединяет функции газовой и паровой турбины (рис. 2). В зарубежной практике эта технология известна как STIG (Steam – Injected Gas Turbine).

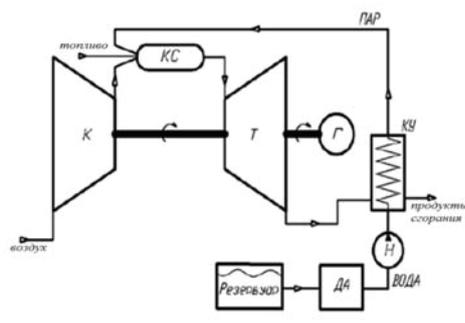


Рис. 2. Впрыск пара в проточную часть турбины

Вода с резервуара подается в деаэратор и с помощью насоса подается в КУ, где генерируется пар. Пар под давлением подается в КС. основная часть пара подается после горения – энергетический пар, а часть смешивается с воздухом для горения – экологический пар и служит для снижения вредных выбросов (NO_x) в процессе сжигания топлива.

Одним из существенных недостатков цикла STIG есть то, что питательная вода, пройдя цикл, выбрасывается в виде пара вместе с продуктами сгорания в атмосферу, что требует ее безостановочной подачи и полного очищения. Это приводит к тому, что ГТУ с циклом STIG целесообразно устанавливать только в местах с наявностью большого количества пресной воды.

Цикл «Водолей» (рис. 3) базируется по принципу STIG, но дополнительно устанавливается контактный конденсатор (КТ), который охлаждает парогазовую смесь на выходе КУ (180 °С) до температуры конденсации пара (примерно 45°С) за счет орошения потока парогазовой смеси большим количеством воды. Вода подается с резервуара и вместе с конденсатом сливается назад в резервуар.

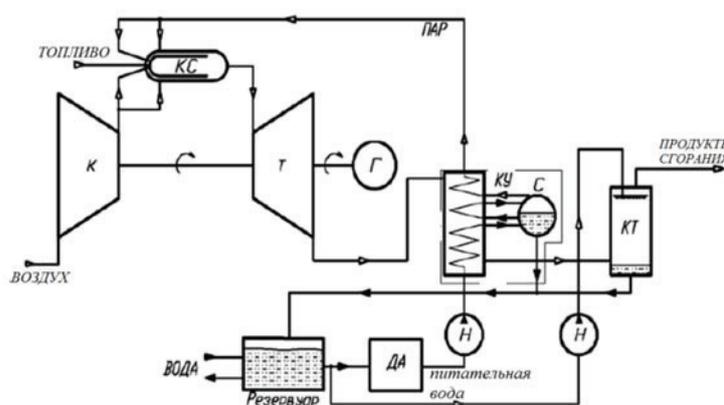


Рис. 3. Схема цикла «Водолей». К – компрессор, Т – турбина, КС – камера сгорания, Г – генератор, КУ – котел-утилизатор, Н – насос, С – сепаратор, ДА – деаэратор, КТ – контактный теплообменник

В большинстве случаев температура продуктов сгорания, что покидают турбину больше, чем температура воздуха после сжатия в компрессоре. В этом случае воздух после компрессора можно дополнительно подогреть за счет тепла продуктов сгорания, что выбрасываются з турбины такой цикл получил название «регенеративный».

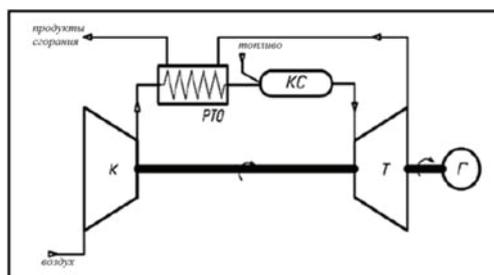


Рис. 4. Регенеративный цикл ГТУ

Вследствии подогрева воздуха перед камерой сгорания уменьшается количество топлива, которая необходима для достижения требуемой температура начала цикла T₃, что приводит к повышению эффективности цикла.

Мультигенерация на вторичных энергоресурсах газотурбинного двигателя

Более существенные результаты по повышению энергоэффективности можно достичь путем использования вторичного энергоресурса потока продуктов сгорания на выходе из

ГТД. В этом случае ГТД с одним потоком продукта (мех. работа или э/э) трансформируется в когенерационную или тригенерационную систему.

Теоретически – располагаемый энергопотенциал потока продуктов сгорания можно рассматривать как потока идеального газа [1]

$$\mathcal{E}_{ТЕОР} = \frac{K_{ПС}}{K_{ПС} - 1} \cdot \frac{P_{ПС} \cdot V_{ПС}}{T_{ПС}} \cdot (T_{ПС} - T_{ОС}), \text{ кВт} \quad (5)$$

а эксергетическая составляющая:

$$E_{теор} = \dot{m}_{ПС} \left\{ \hat{C}_P \cdot \left[(T_{ПС} - T_{ОС}) - T_{ОС} \cdot \ln \frac{T_{ПС}}{T_{ОС}} \right] + T_{ОС} \cdot R_{ПС} \cdot \ln \frac{P_{ПС}}{P_{ОС}} \right\}, \text{ кВт} \quad (6)$$

Последнее выражение характеризует теоретически–возможный поток работы, который можно получить при идеальности процессов преобразования теплоты в работу, от уровня параметров сброса после турбины в простом цикле ГТД, а именно $T_{ПС}$, $P_{ПС}$, $\dot{m}_{ПС}$.

В реальных системах охлаждения потока продуктов сгорания ограничивается более высокой температурой, чем $T_{ОС}$. Это ограничение связано с необходимостью исключения конденсации водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания в дымовой трубе и соответствующего образования коррозионных сред на базе оксидов серы и азота. Температура выхода продуктов сгорания из любых утилизационных систем должна быть выше чем температура точки росы для водяного пара при соответствующем уровне парциального давления.

Обычно принимают $(T_{ПС})_{\text{вых}} = T_{тр} + 10 \dots 15^\circ\text{C}$. В свою очередь для нахождения температуры точки росы необходимо определить влагосодержание продуктов сгорания:

$$d_{ПС} = \frac{g_{H_2O}}{1 - g_{H_2O}}, \frac{\text{кг вл}}{\text{кг сух. газа}} \quad (7)$$

где $g_{H_2O} = \frac{M_{H_2O} \cdot r_{H_2O}}{\sum (M_j \cdot r_j)}$ - массовая доля водяного пара в составе продуктов сгорания;

M_{H_2O} , M_j – мольные массы водяного пара и j-ого компонента сухого вещества;

r_{H_2O} , r_j – мольные (объемные) доли водяного пара и j-ого компонента сухого вещества.

По величине $d_{ПС}$ и давление смеси определяется парциальное давление водяного пара при температуре смеси, равной температуре точки росы:

$$P_S(t_{Т.Р}) = \frac{P_{ПС} \cdot d_{ПС}}{\frac{M_{H_2O}}{\sum M_j} - d_{ПС}} \quad (8)$$

Определение $t_{тр}$ выполняется по соответствующим таблицам или графическим зависимостям.

По данным [2] для когенерационной газотурбинной установки, работающей по регенеративному циклу с $\pi=10$, реализуемый эксергетический потенциал продуктов сгорания составляет 63 % от мощности нетто для котла-утилизатора и 57 % для воздухоподогревателя, т. е. в целом $E_{реал} = 1,2 N_E$.

Основные варианты комбинирования на основе утилизации продуктов сгорания представлены в нижеследующей табл. 2.

Приоритетное направление теплоутилизации продуктов сгорания ГТУ – сопутствующая генерация электроэнергии (установка ПГУ – 20 ОАО «Фрунзе»). Реализуется паротурбинный цикл Ренкина. К базовой электрической мощности ГТУ в 16 МВт добавляется 4...6 МВт дополнительно. Основной недостаток – большой расход охлаждающей воды на конденсатор: на 1 МВт мощности турбины необходим расход воды через конденсатор и градирню в количестве 540 м³/час с потребляемой электрической мощности на привод насоса и вентилятора градирни порядка 100 кВт.

Таблица 2

	Дополнительные продукты системы	Рабочая среда	Оборудования
ГТД + котел-утилизатор	Пар, горячий теплоноситель	Вода, технические газы и жидкость	КУ, насос
ГТД + паротурбинная установка	э/э	Вода, пентан	ПТУ, градирня, насосы
ГТД + теплоиспользующая хол. машина	холод	Синтезированные хладагенты, углеводороды	ПЭХМ, АБХМ, градирня, насосы
ГТД + воздушная турбинная установка	э/э	Воздух	Компрессор, теплообменник, детандер
ГТД + ПТУ + ПЭХМ	э/э, холод	Вода, хладагенты	ПТУ, ПЭХМ, градирня, насосы
ГТД + ПТУ + ПКХМ	э/э, холод	Вода, хладагенты	ПТУ, ПКХМ, градирня, насосы

Целевое назначение теплоутилизации показано в табл. 3:

Таблица 3

Непосредственно для ГТУ	Для внешних потребителей
– генерация водяного пара для STIG – процесса;	– дополнительная генерация электроэнергии; – теплоснабжение (пар, горячая вода);
– генерация холода для охлаждения циклового воздуха на входе в компрессор;	– хладоснабжение (кондиционирование, холодильные технологии, охлаждение перекачиваемого природного газа.
– подогрев топливного газа.	

Возможности применения струйной термокомпрессии для утилизационных решений в ГТУ

Принцип струйной термокомпрессии, как термомеханический способ повышения термических параметров паровых и газовых потоков, впервые изложен в работе [3] и получил дальнейшее развитие в целом ряде работ научного коллектива кафедры технической теплофизики Сумского государственного университета [4, 5, 6, 7].

Данный принцип предполагает реализацию рекомпрессии паровых потоков в струйном аппарате. В качестве активной среды используются вскипающая при истечении недогретая до насыщения жидкость (релаксационный фазовый переход). В выходном срезе сопла формируется сверх звуковая рабочая струя мелкодисперсной парокапельной структуры с высоким объемным паросодержанием. Сжатый в струйном компрессоре паровой поток (активный и пассивный) в сепараторе отделяется от насыщенной жидкости (степень сухости $X = 0,08 \dots 0,12$), которая в циркуляционном контуре за счет работы насоса и теплообменника подогревателя повышает термические параметры до требуемых на входе в рабочее сопло. Перечисленным оборудованием формируется так называемый струйный термокомпрессорный модуль, СТК – модуль (рис. 5).

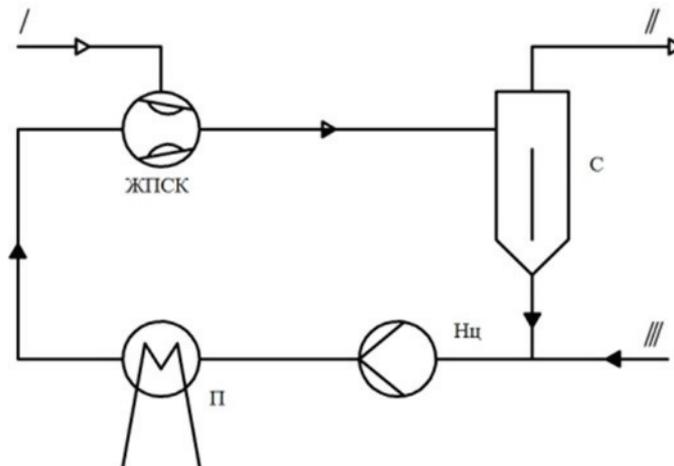


Рис.5. Схема СТК – модуля: ЖПСК – жидкостно-паровой струйный компрессор; С – сепаратор; Нц – насос циркуляционный; П – подогреватель; I – пар (газ) низкого давления, II – пар (газ) повышенных термических параметров, III – возвратный (или компенсационный) поток жидкой фазы рабочей среды

На рис. 6 и рис. 7 представлены принципиальная схема и изображение цикла в p,h – диаграмме для комбинации СТК – модуля с турбиной и электрогенератором.

Эффективная мощность турбины N_T вырабатывается за счет расширения рекомпримированного пассивного потока в ЖПСК. Активный поток для ЖПСК получает энергию от внешних источников в виде теплового потока Q_H в теплообменнике и потока N_P в циркуляционном насосе. Для обеспечения стационарности массового расхода жидкой фазы в циркуляционном контуре часть пара должна быть сконденсирована с передачей теплового потока Q_R охлаждающей среде.

Для конденсации перепроизведенного пара и перепуска его в циркуляционный контур применяется либо встроенный в сепаратор теплообменный блок, либо отдельный конденсатор перед турбиной. Количество перепроизведенного пара составляет от 5 до 10% от общего расхода после сепаратора. Перед турбиной также может быть предусмотрен пароперегреватель с потреблением утилизационного теплового потока. Комплекс из СТК – модуля и турбины будем называть тепломеханическим двигателем (ТМД).

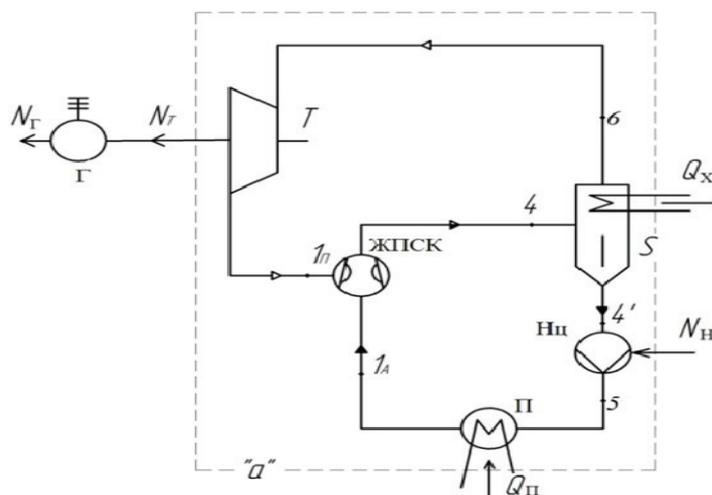


Рис. 6. Схема применения СТК – модуля для электрогенерации: Т – турбина, Г – генератор, ЖПСК – жидкостно-паровой струйный компрессор; С – сепаратор; Нц – насос циркуляционный; П – подогреватель

Применение принципа струйной термокомпрессии, обеспечивающей эффективное восстановление отработавшего в турбине пара до необходимых рабочих параметров, свидетельствует о перспективности рассматриваемой утилизационной энергоустановки. В табл. 4 приведены результаты расчета показателей подобной установки.

Таблица 4

Показатели	Обозначение	Размерность	Численное значение
Параметры цикла (рис. 6, 7) с рабочей средой – вода.			
Рабочие параметры пара на входе в турбину:			
– давление	P_6	бар	15,5
– температура	$t_{4''}$	°С	200
Рабочие параметры пара на выходе из турбины:			
–давление	$P_{1П}$	бар	1,01
– температура	$t_{1П}$	°С	100
Параметры воды в циркуляционном контуре :			
– давление в сепараторе	P_4	бар	16
– давление после насоса	P_H	бар	35
– температура на входе в ЖПСК	t_{1a}	°С	204
Коэффициент эжекции	U	–	0,031
Доля конденсируемого пара	$d_0 = \psi_4 - 1$	–	0,147
Коэффициент преобразования (эффективный к.п.д. цикла)	COP	–	0,43
Технические показатели			
Электрическая мощность системы для потребителя	$N_{сист}$	кВт	1000
Эффективная мощность турбины	$N_{e,т}$	кВт	1460
Насос циркуляционного контура:			
– объемный расход	V_H	м ³ /мин	9,6
– напор	H_H	м вод. ст.	190
– мощность привода насоса	$N_{пр.н}$	кВт	430
Тепловая мощность подогревателя воды	$Q_{п}$	кВт	2540
Тепловая мощность конденсатного блока в сепараторе	Q_x	кВт	1440

Основные преимущества комплекса СТК – модуля + турбина

1. ЖПСЭ выполняет роль парогенератора и компрессора.
2. Отсутствует необходимость в конденсации парового потока после турбины, т. е. не выносятся теплота конденсации из цикла. Конденсируется только перепроизведенный пар, 20...30 % от массового расхода активного потока.
3. Затраты энергии на привод насоса и подогрев жидкости значительно меньше, чем для полного парообразования в генераторе паротурбинного цикла.

4. Коэффициент преобразования больше, чем для аналогичных условий в цикле Ренкина на 70...80 %.
5. Рабочие среды: вода, тяжелые углеводороды (пентан, бутан).

Схемы и преимущества применения СТК – модуля для теплонасосного и холодильного режима

Схемно-цикловое решение для применения СТК – модуля для термотрансформации низкопотенциальных потоков (для холодильного или теплонасосного режимов) представлено на рис. 8 и рис. 9:

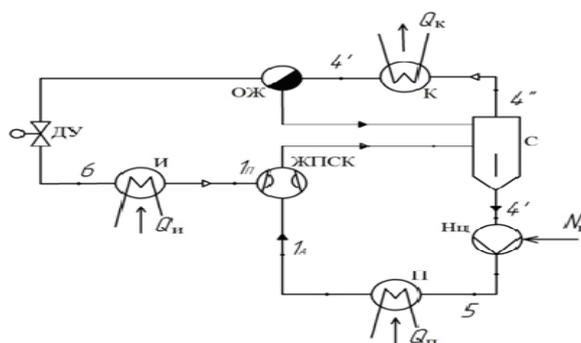


Рис. 8. Схема термотрансформации: ЖПСК – жидкостно-паровой струйный компрессор; С – сепаратор; ОЖ – отделитель жидкости; И – испаритель; ДУ – дроссельное устройство

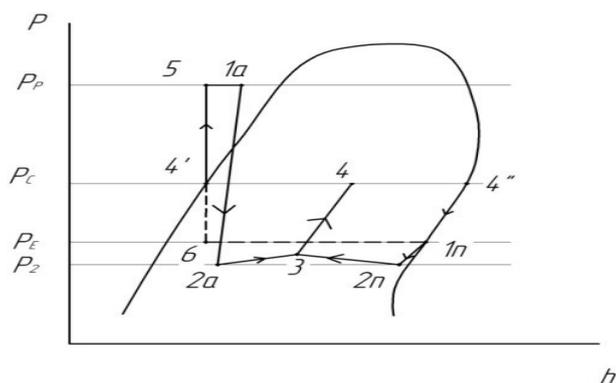


Рис. 9. Цикл термотрансформации

В соответствии со схемой взаимодействие прямого и обратного термодинамического цикла обеспечиваются путем применения СТК – модуля, в циркуляционном контуре которого реализуется прямой цикл (1А – 2А – 3 – 4 – 4¹ – 5 – 1А). жидкостно паровой струйный компрессор ЖПСК в модуле выполняет в прямом цикле функции парогенератора и расширительной машины, а для обратного цикла (1П – 2П – 3 – 4 – 4¹¹ – 4¹ – 6 – 1П) – функцию компрессора.

Расчетная модель данного цикла базируется на тех же подходах и уравнениях, что и для цикла с турбиной. В качестве показателя энергоэффективности применяются:

– для холодильного режима

$$COP_R = u \cdot \frac{q_{RV}}{\frac{q_{II}}{\eta_{II}} + \frac{l_P}{\eta_m}} \tag{14}$$

– для теплонасосного режима

$$COP_{HR} = U \cdot \psi_4 \frac{q_C}{\frac{q_H}{\eta_H} + \frac{l_P}{\eta_m}} \tag{15}$$

Для диапазона температур -10...-20°С в испарителе коэффициент преобразования предлагаемого термотрансформатора в режиме генерации холода выше, чем для

существующих холодильных машин за счет того, что удельная работа насоса в СТК – модуле, меньше удельной работы компрессора в цикле пароконпрессорных повышающих термотрансформаторов.

Выводы

- Анализ существующих схем повышения эффективности ГТУ показал, что: регенеративный цикл, как и некоторые другие циклы (ступенчатый подвод тепла в камерах сгорания, ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением и др.) предполагает конечное решение конструктивного исполнения и практически не реализуются производителями по конверсионным технологиям авиационных ГТД. Для регенеративного цикла эксергетическая эффективность повышается на 10...15 % по сравнению с простым циклом. STIG решения могут рассматриваться как дополнения, реализуемые потребителем ГТД, но безусловно с перерасчетами и согласованием с изготовителем. Подобный подход рассматривается и для варианта с охлаждением циклового воздуха.

- Предложены варианты комбинирования на основе утилизации продуктов сгорания ГТУ.

- Предложена схема применения СТК – модуля для получения механической работы на компрессорных станциях.

- Предложена схема применения СТК – модуля для получения холода на компрессорных станциях.

Список использованной литературы:

1. Арсеньев В. М. Теплонасосная технология энергосбережения: навальный посбник / В. М. Арсеньев. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
2. Tsatsaronis D. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – С. 152.
3. Марченко В. Н., Жиленко Н. А. Струйная термокомпрессорная установка: назначение, принцип действия, термодинамическая модель и результаты расчетных исследований рабочего процесса // Вісник Сумського державного університету. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–51.
4. Марченко В. М., Прокопов М. Г., Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 5 (109). – С. 24–30.
5. Марченко В. М., Прокопов М., Одинцов В. Ф., Перспективы применения струйного термокомпрессора в малой теплоэнергетике // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. № 1(11). – С. 24–30
6. Арсеньев В. М., Проценко М. И., Прокопов М. Г., Возможность применения струйно-парового эжектора в составе холодильной машины // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – № 2(32). – С. 10–14.
7. Arseniev V., Vanyev S., Protsenko M., Gulyi A. Heat Pump Unit Based on Principle of Stream Thermocompression Using Water-Ammonia Solution // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, P. 254–260.

References:

1. Arseniev V. (2011), Heat pump energy efficiency technology: textbook. [Teplonasosna tekhnologiya energozberezheniya.], Sumy: SumGU, 283 p.
2. Tsatsaronis D. (2002), Thermodynamics and economics cooperation for minimization energy-converting system cost. [Vzaimodeystviye termodinamiki I ekonomiki dlya minimizatsii stoimosti energopreobrazuyushchey sistemy] Odessa: Studio “Negotsiant”, 152 p.
3. Marchenko V., Zhilenko N. (2004), Jet termocompressor installation: mission, functional concept, thermodynamic model and research work calculation of working process results. [Struynaya termokompressornaya ustanovka: naznachenije, printsip deystviya, termodinamicheskaya model i rezultaty raschetnih issledovaniy rabocheho protsessa.], SumGU news, № 13 (72), 45–51 p.
4. Marchenko V., Prokopov M., (2007), Energy efficiency of vapour jet termocompressor. [Energeticheskaya effektivnost parovogo struynogo termokompressora.], Refrigerating engineering and technology, SumGU news, № 5(109), 24–30 p.
5. Marchenko V., Prokopov M., Odintsov V., (2008) Possibilities of usage jet termocompressor in в small thermal engineering. [Perspektivi primeneniya struynogo termokompressora v maloy energetike.], Compressor and power engineering, №1(11), 24-30 p.
6. Arseniev V., Protsenko M., Prokopov M., (2011), Possibility of usage jet vapour ejector in refrigerating machine. [Vozmozhnost primeneniya struyno-parovogo ezhektora v sostave holodilnoy mashyny.], Commercial hydraulics and pneumatics, №2(32), 10-14 p.
7. Arseniev V., Vanyev S., Protsenko M., Gulyi A. (2012), Heat Pump Unit Based on Principle of Stream Thermocompression Using Water-Ammonia Solution, Procedia Engineering, Volume 39, 254-260 p.

Поступила в редакцию 18.09 2015 г.