

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА АВТОНОМНОЙ МИКРОГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

© 2012 О. В. Батулин, Ю. Д. Смирнова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье проводится анализ большинства существующих малоразмерных автономных газотурбинных установок мощностью от 1 до 500кВт и рассматривается перспективный облик подобных установок.

Микрогазотурбинная энергоустановка, рекуператор, турбокомпрессор, параметры рабочего процесса.

На сегодняшний день наиболее перспективным автономным источником электроэнергии является микрогазотурбинная автономная установка (МГТЭ).

МГТЭ представляет собой компактную газотурбинную установку мощностью от 1 до 500кВт. Электрический КПД современных установок достигает 30...35%. При применении когенерации и тригенерации общий КПД может быть увеличен до 80...90%. Кроме этого, МГТЭ обладают целым набором других важных достоинств, таких как низкий уровень вредных выбросов, вибраций и шума, возможность длительной работы с предельно малой (до 1...2%) нагрузкой, малые эксплуатационные расходы, возможность работы на различных видах топлива, компактность и малый вес. Перечисленные обстоятельства делают данный тип автономных установок наиболее перспективным на сегодняшний день и только относительно высокая цена пока тормозит их распространение на рынке.

Анализ рынка автономных газотурбинных установок показывает, что наиболее часто они выполняются по двум схемам: по простому циклу Брайтона (рис. 1) и по рекуперативному циклу с теплообменником перед камерой сгорания (рис. 2).

Авторами проведено исследование, призванное выбрать наиболее предпочтительную схему для МГТЭ, а также найти такое сочетание параметров цикла, которое обеспечивает достижение максимального электрического КПД. Для каждого типа была проведена серия термогазодинамических расчётов с разными сочетаниями параметров

цикла. Во время исследования температура газов перед турбиной менялась в интервале $T_c^* = 1000 \dots 1500\text{K}$, а степень сжатия $\pi_k^* = 1,5 \dots 10$. В ходе расчётов было сделано допущение о неизменности теплоёмкости рабочего тела.

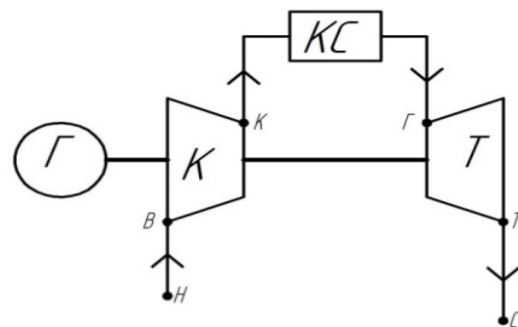


Рис. 1. Принципиальная схема МГТЭ, работающей по циклу Брайтона: Г – генератор; К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина

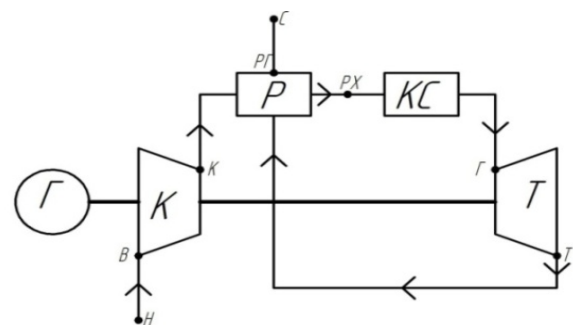


Рис. 2. Принципиальная схема МГТЭ, работающей по рекуперативному циклу: Г – генератор; К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; Р – рекуперативный теплообменник

Значения КПД узлов и коэффициентов потерь были приняты по результатам анализа имеющихся данных о МГТЭ и малоразмерных ГТД (табл. 1).

Таблица 1. Принятые в расчёте коэффициенты потерь и КПД узлов

Наименование	Обозначение	Величина
Коэффициент восстановления давления во входном устройстве	$\sigma_{вх}$	0,97
КПД компрессора	η_K	0,78
Коэффициент восстановления давления в камере сгорания	$\sigma_{кс}$	0,94
Коэффициент полноты сгорания в основной камере	η_T	0,98
КПД турбины	η_T	0,83
Механический КПД турбин	η_m	0,99
Коэффициент восстановления давления в выходной системе	$\sigma_{вых}$	0,98
Коэффициент рекуперации	μ	0,8
Коэффициент восстановления давления в линии нагревания	$\sigma_{вх}$	0,95
Коэффициент восстановления давления в линии охлаждения	$\sigma_{вх}$	0,95
КПД генератора	$\eta_{ген}$	0,99

Для обоих рассматриваемых типов двигателей были получены зависимости КПД установки η_o от удельной эффективной мощности N_{eyd} при различных значениях T_2^*

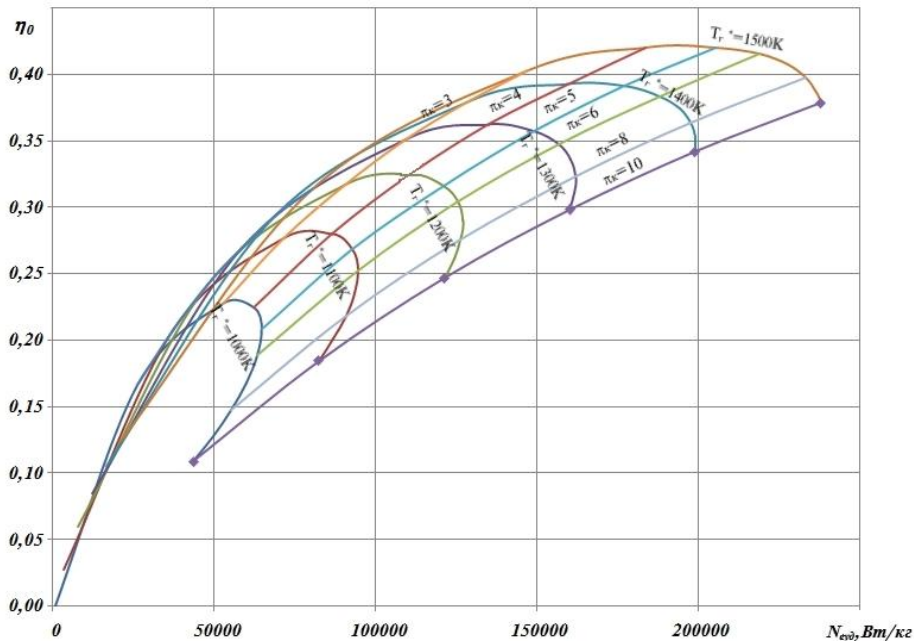


Рис. 3. Зависимость КПД η_o установки, работающей по рекуперативному циклу, от удельной мощности N_{eyd} при различных значениях степени сжатия в компрессоре $\pi_{к^*}$ и температуры газов перед турбиной T_2^*

Рост температуры газов перед турбиной T_2^* увеличивает удельную работу турбины.

Это обстоятельство, вместе с неизменностью работы компрессора L_K (поскольку $\pi_{к^*}$ и внешние условия неизменны), приводят к росту удельной мощности N_{eyd} (рис. 5).

и $\pi_{к^*}$. Указанные зависимости приведены на рис. 3 и 4.

Сравнение полученных зависимостей показывает, что при одинаковых удельных мощностях установка, работающая по рекуперативному циклу, имеет более чем в два раза больший КПД η_o , чем установка, работающая по циклу Брайтона. Причина повышения КПД при применении подогрева воздуха за компрессором заключается в том, что расход топлива G_m зависит от разницы температур между входом и выходом камеры сгорания ($T_2^* - T_{к^*}$). Подогрев воздуха в теплообменнике повышает температуру за компрессором $T_{к^*}$ и уменьшает эту разницу, что является причиной снижения потребного расхода топлива G_m и роста КПД η_o .

Дальнейший анализ зависимостей, представленных на рис. 3 и 4, показывает, что увеличение температуры газов перед турбиной T_2^* при постоянной степени сжатия $\pi_{к^*}$ для обоих типов двигателей приводит к увеличению как удельной мощности N_{eyd} , так и КПД η_o .

Как видно из графической зависимости на рис. 5, удельная мощность установки без рекуператора N_{eyd} при одинаковых температуре газов перед турбиной T_2^* и степени сжатия $\pi_{к^*}$ несколько превосходит удельную мощность установки с рекуператором, что объясняется наличием гидравлических потерь в теплообменнике.

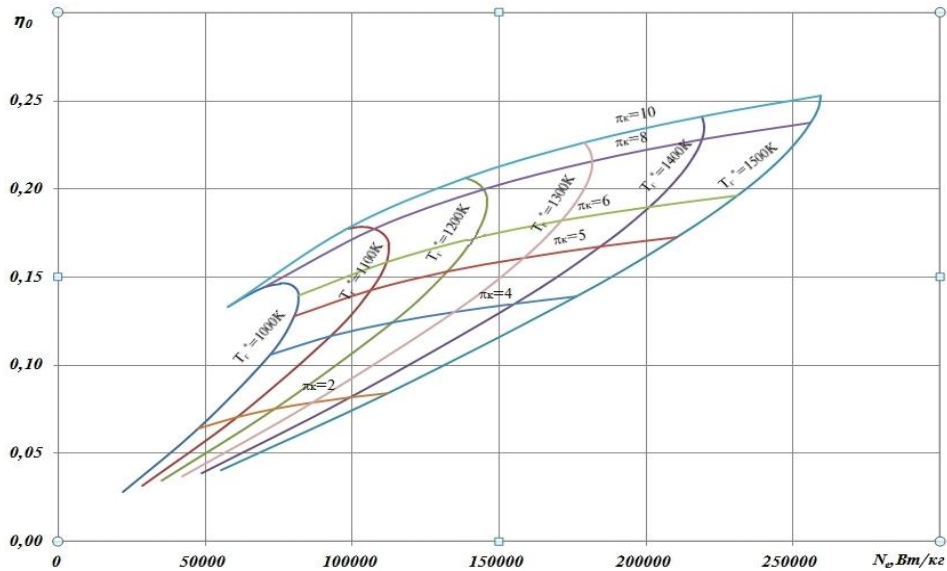


Рис. 4. Зависимость КПД η_0 установки, работающей по циклу Брайтона, от удельной мощности $N_{\text{уд}}$ при различных значениях степени сжатия в компрессоре $\pi_{\text{к}}$ и температуры газов перед турбиной T_2^*

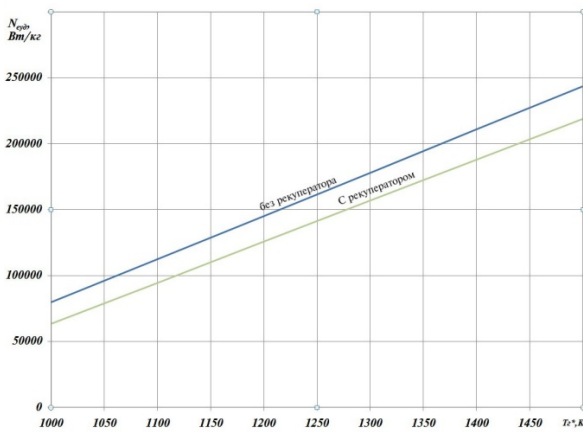


Рис. 5. Зависимость удельной мощности газотурбинной установки $N_{\text{уд}}$ от температуры газов перед турбиной T_2^* при установке рекуператора и без него

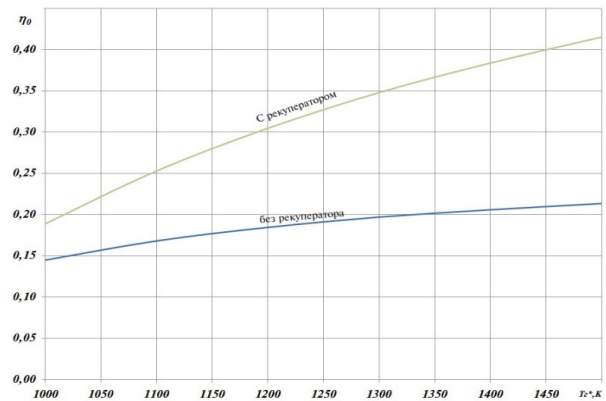


Рис. 6. Зависимость КПД газотурбинной установки η_0 от температуры газов перед турбиной T_2^* при установке рекуператора и без него

Рост КПД η_0 с увеличением температуры газов перед турбиной T_2^* обусловлен ростом термического КПД вследствие снижения доли подведённого тепла, идущего на преодоление потерь. Зависимость КПД η_0 от температуры газов перед турбиной T_2^* для установок с рекуператором и без него представлены на рис. 6. Как видно, рост КПД в установке с рекуперативным циклом происходит существенно интенсивнее, чем в установке, работающей по циклу Брайтона.

При анализе зависимостей, представленных на рис. 3 и 4, обращает на себя внимание существенно неодинаковое протекание зависимостей при постоянной температуре газов (рис. 7).

Для того, чтобы понять причины такого отличия, был проведён анализ влияния степени сжатия в компрессоре $\pi_{\text{к}}$ при постоянной температуре газов перед турбиной T_2^* на удельную мощность $N_{\text{уд}}$ и КПД η_0 .

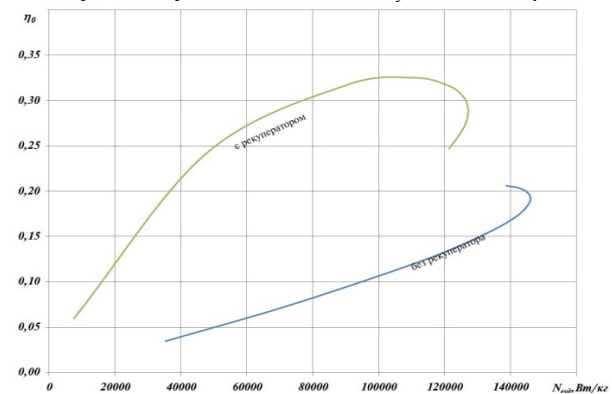


Рис. 7. Зависимость КПД η_0 от удельной мощности $N_{\text{уд}}$ при изменении степени сжатия в компрессоре $\pi_{\text{к}}$ при постоянной температуре газов перед турбиной T_2^* в установках с рекуператором и без него

С увеличением степени сжатия величина удельной мощности обоих типов двигателей имеет максимум (рис. 8). Его наличие объясняется действием двух противоположных по влиянию факторов – ростом термического КПД с ростом степени сжатия и уменьшением подводимого тепла из-за роста температуры за компрессором. Из этой зависимости также можно видеть, что удельная мощность $N_{евд}$ установки без рекуператора при одинаковых температуре газов перед турбиной T_2^* и степени сжатия π_k^* несколько превосходит удельную мощность установки с рекуператором, что объясняется наличием гидравлических потерь в рекуператоре. Кроме того, можно сделать вывод, что установка рекуператора принципиально не влияет на изменение удельной мощности $N_{евд}$.

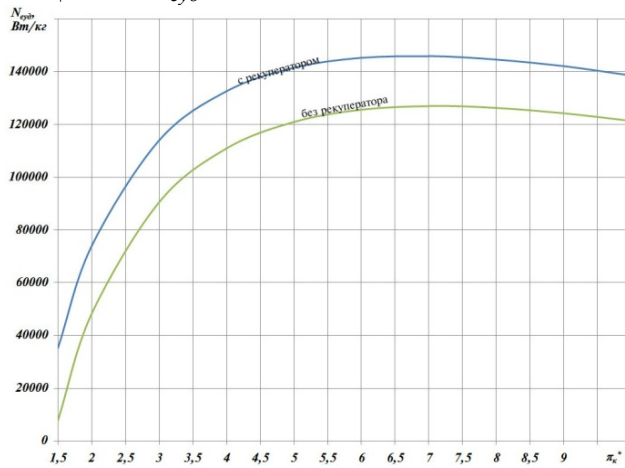


Рис. 8. Зависимость удельной мощности газотурбинной установки $N_{евд}$ от степени сжатия в компрессоре π_k^* при установке рекуператора и без него

Зависимость КПД η_o от степени сжатия в компрессоре π_k^* для обоих типов установок показана на рис. 9.

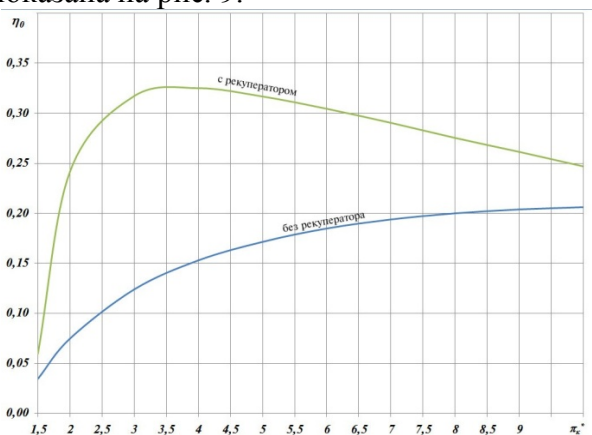


Рис. 9. Зависимость КПД газотурбинной установки η_o от степени сжатия в компрессоре π_k^* при установке рекуператора и без него

Как видно, в отличие от удельной мощности КПД в разных установках меняется неодинаково: КПД установки без рекуператора η_o с увеличением степени сжатия π_k^* в рассматриваемом диапазоне монотонно растёт. В то же время общий КПД установки с рекуператором имеет максимум. Это отличие связано с влиянием рекуператора.

С увеличением степени сжатия π_k^* увеличивается температура воздуха на выходе из компрессора T_k^* (входе в рекуператор). С другой стороны, по той же причине растёт степень расширения газов в турбине π_m^* и её работа L_m . Это, в свою очередь, снижает температуру продуктов сгорания на выходе из турбины T_m^* и на входе в рекуператор. Подогрев рабочего тела в нём уменьшается. В результате в установке, работающей по рекуперативному циклу, с ростом степени сжатия π_k^* разница между температурой на входе и выходе в КС $\Delta T_{КС}$ возрастает. В то же время в аналогичных условиях в установке, работающей по циклу Брайтона, разница температур в камере сгорания $\Delta T_{КС}$ уменьшается (из-за роста температуры T_k^*). Это подтверждается графиком на рис. 10.

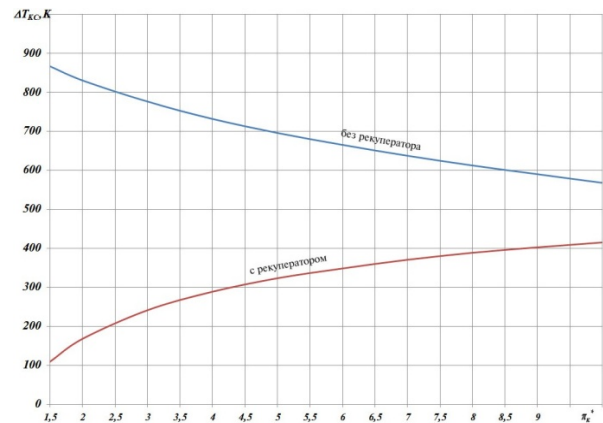


Рис. 10. Зависимость подогрева рабочего тела в камере $\Delta T_{КС}$ от степени сжатия в компрессоре π_k^* при установке рекуператора и без него

Как отмечалось ранее, $\Delta T_{КС}$ напрямую определяет расход топлива. Поэтому в установке с рекуперативным циклом с ростом степени сжатия π_k^* расход топлива G_m увеличивается (рис. 11), а в установке, работающей по циклу Брайтона, снижается. Это и обуславливает разный характер протекания зависимостей, показанных на рис. 3, 4, 7 и 9.

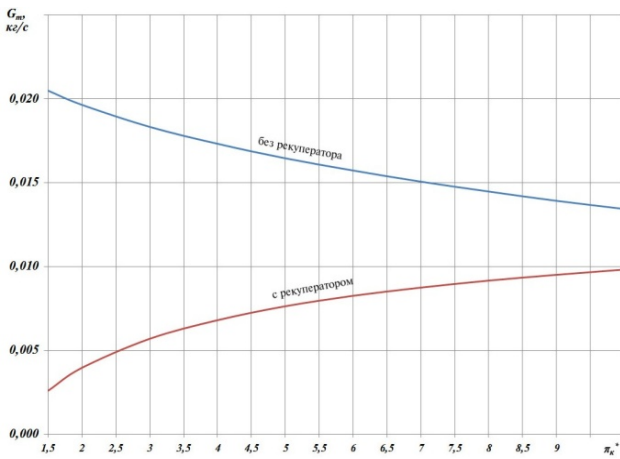


Рис. 11. Зависимость расхода топлива G_m от степени сжатия в компрессоре π_k^* при установке рекуператора и без него

Указанная особенность приводит к тому, что при постоянной температуре газов перед турбиной T_2^* в установке, работающей по рекуперативному циклу, оптимальная, с точки зрения достижения максимального КПД, степень сжатия будет относительно невысокой $\pi_k^* = 4 \dots 5$. В то время как в установке, работающей по циклу Брайтона, оптимальная степень повышения давления будет существенно выше $\pi_k^* > 10$ (рис. 3 и 4).

Поскольку установка, работающая по рекуперативному циклу, позволяет получать

величину КПД η_o вдвое большую, чем установка без рекуператора, то вновь проектируемая МГТЭ должна выполняться именно по такой схеме.

Для уменьшения удельной стоимости установки МГТЭ должна иметь максимально упрощённую конструкцию с одноступенчатым ЦБК и неохлаждаемой одноступенчатой турбиной. Это обстоятельство накладывает ограничения на параметры цикла. В частности, одноступенчатый ЦБК не позволит получить степень сжатия более $\pi_k^* = 5 \dots 6$ с приемлемым уровнем КПД. Отсутствие охлаждения турбины ограничивает температуру газов перед ней величиной 1200К при её изготовлении из никелевых сплавов с термобарьерным покрытием лопаток.

Эти ограничения чётко очерчивают область возможных параметров цикла. В ней выбираем те параметры, которые обеспечивают достижение наибольшего КПД (рис. 12). Как видно, максимальное значение КПД при принятых ограничениях будет достигнуто при степени сжатия $\pi_k^* = 4$ и температуре газов перед турбиной $T_2^* = 1200\text{К}$.

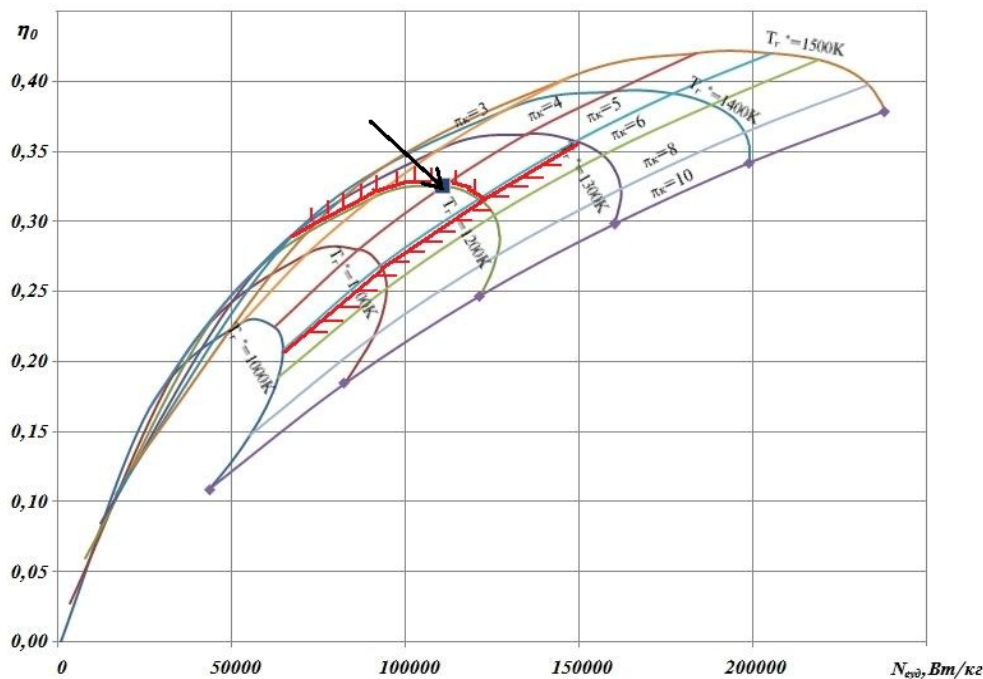


Рис. 12. Выбор параметров цикла автономной микротурбинной установки (стрелкой указана точка, соответствующая принятым для расчета параметрам цикла)

Изготовление элементов ротора турбины из более жаропрочных керамических ма-

териалов позволит существенно поднять температуру газов перед турбиной T_2^* . На-

пример, применение Si_3N_4 позволит поднять температуру газов до 1500К, что повысит КПД установки с рекуперативным циклом до 42%.

Научные исследования проведены при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России.

Библиографический список

1. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. пособие / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.

SELECTION OF OPTIMAL CONFIGURATION AND WORKFLOW PARAMETERS OF AUTONOMOUS MICRO GAS TURBINE PLANT

© 2012 O. V. Baturin, Yu. D. Smirnova

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

The analysis of the most existing small sizes gas turbines plants with power from 1 to 500 kW is made. And the attempt to integrate obtained data and to find the advanced concept of such plant are done.

Micro gas turbine power plant, recuperator, turbocharger, workflow parameters.

Информация об авторах

Батурин Олег Витальевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: oleg.v.baturin@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Смирнова Юлия Дмитриевна, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pirajock@ya.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Baturin Oleg Vital'evich, Candidate of Technical Science, associate professor of the chair of theory of engine for flying vehicle, Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: oleg.v.baturin@gmail.com. Area of Research: workflows in turbomachines, computational fluid dynamics, turbocharger.

Smirnova Yulia Dmitrievna, student of the Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: pirajock@ya.ru. Area of Research: workflows in turbomachines, computational fluid dynamics, work processes of the jet engines.