

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ

УДК 62-18

В.В. Барсков, В.А. Рассохин, С.Н. Беседин, А.В. Осипов

СОЗДАНИЕ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ МИКРОТУРБИН С НЕЗАВИСИМЫМИ ЧАСТОТАМИ ВРАЩЕНИЯ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ

Рассмотрена возникающая при проектировании малоразмерных турбогенераторов проблема выбора оптимальной тепловой схемы и компоновки для получения максимального КПД установки. Описан опыт работы по созданию малоразмерных турбомашин. Указаны особенности разработанной установки и эффективность ее использования. Приведены основные способы повышения КПД установки и ограничения при его оптимизации. Даны рекомендации по выбору схемы и компоновки малоразмерного турбогенератора.

Ключевые слова: тепловая схема, компоновка, турбогенератор, малоразмерные турбомашин, отдельный привод, синхронный генератор, МГТГ.

Опыт использования импортных газотурбинных генераторов, выпускаемых компаниями «Elliott», «Capstone» и «Turbec», позволяет утверждать, что малогабаритные газотурбинные генераторы (МГТГ) востребованы в нашей стране. Это объясняется тем, что такие установки имеют длительный ресурс, низкий уровень NO_x , возможность работы на различных видах энергоносителей, относительно высокий КПД и могут эффективно использоваться в различных условиях [7; 8].

Многообразие потребителей энергии и требований к виду и качеству энергообеспечения заставляет по-новому взглянуть на роль автономных энергетических агрегатов малой мощности (от десятков киловатт до нескольких мегаватт) в общей структуре энергетики. В условиях современной государственной политики и курса экономики на импортозамещение в ближайшей перспективе серьезное внимание следует уделить сооружению отечественных, относительно дешевых автономных энергетических установок (АЭУ) малой мощности, различного назначения, финансирование которых возможно как из местных бюджетов, так и за счет инвестиций частного капитала.

В 2007-2013 гг. в ООО «НТЦ «Микротурбинные технологии» совместно с кафедрой «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» СПбПУ были проведены работы по созданию высокоэффективной микротурбинной установки с регенерацией МТГ-100 электрической мощностью 100 кВт (рис. 1).

Особенности МТГ-100:

- высокоэффективные радиально-осевые турбина и компрессор;
- высокооборотный синхронный генератор на постоянных магнитах;
- лепестковые газодинамические подшипники;
- силовой электронный преобразователь;
- автоматическая система управления;
- отсутствие передаточного редуктора.

Технические характеристики МТГ-100:

- номинальная электрическая мощность – 100 кВт;
- тепловая мощность – 172 кВт;
- КПД электрический – не менее 31%;
- скорость вращения ротора – 60000 об/мин;
- назначенный срок службы – 20 лет.

Эффективность использования МГТГ малой мощности определяется:

- сравнительно низкой себестоимостью производства электроэнергии;
- относительно высоким КПД;
- высокой надежностью энергоснабжения;

- независимостью режима работы от загруженности энергосистемы;
- уменьшением отчуждения территории под крупное энергетическое строительство;
- применением перспективных современных технологий и технических решений при создании новой техники;
- мобильностью использования;
- быстрым временем разворачивания, от возникновения потребности до ввода в эксплуатацию;
- длительной работой на холостом ходу, без выработки ресурса;
- простотой эксплуатацией (по сравнению с дизель-генераторами [1]).

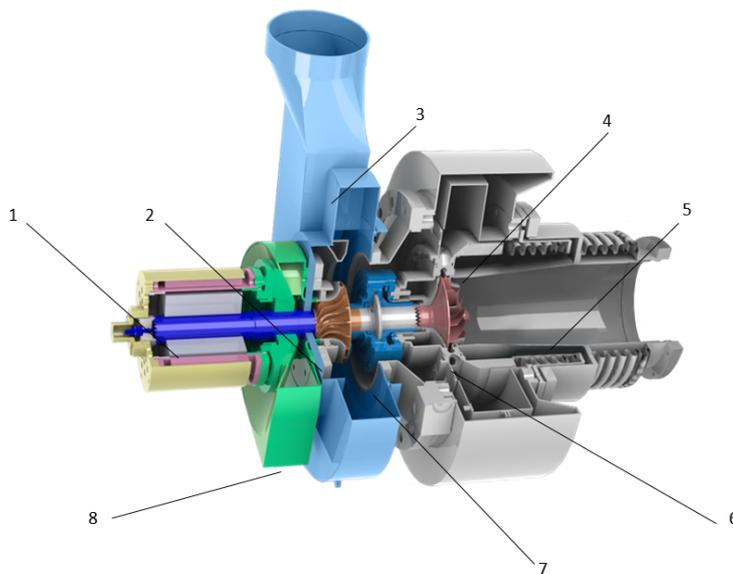


Рис. 1. 3D-модель МТГ-100 с регенерацией: 1 – синхронный генератор на постоянных магнитах; 2 – колесо компрессора; 3 – улитка компрессора; 4 – газосборник турбины; 5 – выходной диффузор турбины; 6 – колесо турбины; 7 – подшипниковый узел; 8 – всасывающий патрубок компрессора

турбине $\pi_T = P_3/P_4 > 1$. Часть механической энергии, получаемой в турбине, затрачивается на повышение давления рабочего тела в компрессоре. При этом полезная работа в МГТГ может быть представлена как разность между работой, полученной при расширении газа в турбине, H_T и работой, затраченной при его сжатии в компрессоре, H_K :

$$H = H_T - H_K.$$

Отношение полезной работы МГТГ к работе турбины - коэффициент полезной работы:

$$\varphi = \frac{H}{H_T} = 1 - \frac{H_K}{H_T}.$$

В качестве источника теплоты используется химическая энергия топлива, превращающаяся в теплоту при его окислении кислородом, входящим в состав воздуха, который используется в качестве рабочего тела. Процесс окисления происходит в камере сгорания.

Анализ тепловых схем. Совокупность оборудования, входящего в состав МГТГ, образует тепловую схему [3; 5].

Задачей исследования тепловых схем МГТГ является определение показателей МГТГ в зависимости от параметров оборудования:

- степени повышения давления в компрессоре π_K ;

Особенности проектирования МГТГ. При проектировании малогабаритных газотурбогенераторов открытого типа возникает противоречие двух параметров: с одной стороны, стремление получить высокий КПД, с другой – малогабаритность.

МГТГ, как любая другая газовая турбина, – ротационная тепловая машина, в которой внутренняя энергия рабочего тела преобразуется в механическую энергию ротора. Таким образом, необходимым условием осуществления процесса преобразования энергии в турбине является разность давлений газа между входом в турбину (P_3) и за ней (P_4). Это степень понижения давления в

- температуры газа перед турбиной T_3 ;
- степени возврата тепла в рекуператоре μ .

Первые два параметра описываются циклом, в котором подвод теплоты осуществляется при постоянном давлении, – циклом Брайтона.

Цикл Брайтона состоит из процесса обратимого адиабатического сжатия газа в компрессоре. В камере сгорания осуществляется подвод теплоты к газу при постоянном давлении, вследствие чего удельный объем и температура газа возрастают. Далее идет процесс обратимого адиабатического расширения газа в турбине с последующим отводом теплоты к холодному источнику (в окружающую среду) [2].

Расширяясь в газовой турбине, рабочее тело развивает механическую работу, достаточную как для обеспечения процесса сжатия газа в компрессоре, так и для получения полезной механической работы, передаваемой потребителю в виде электроэнергии. В зависимости от степени повышения давления в цикле π_k возрастают давление и плотность газа перед турбиной. Поэтому габаритные размеры компрессора и газовой турбины при одной и той же полезной мощности будут значительно меньше (по мере увеличения π_k) [4].

Вследствие гидравлических потерь во входном устройстве давление воздуха перед компрессором ниже давления окружающей среды. Сопротивление тракта между компрессором и турбиной понижает давление перед турбиной. Сопротивление тракта за турбиной повышает давление за турбиной. Как следствие, степень понижения давления в турбине меньше степени повышения давления в компрессоре [4].

Способы повышения КПД МГТГ. Первый способ – это применение регенеративного подогрева воздуха перед его поступлением в камеру сгорания. Повышение температуры воздуха осуществляется в специальном теплообменнике – рекуперативном воздухоподогревателе (РВ) за счет теплоты газов, покидающих МГТГ (рис. 2).

Количество теплоты, передаваемой воздуху в РВ, характеризуется степенью регенерации μ , которая определяется как отношение действительной величины повышения энтальпии воздуха в РВ к максимальной величине энтальпии, при которой температура воздуха за РВ становится равной температуре газа за турбиной [5].

При сжатии воздуха в компрессоре температура воздуха за компрессором повышается, что накладывает ограничение на степень сжатия в компрессоре, так как температура воздуха за компрессором должна быть меньше температуры газа за турбиной в пропорции от степени регенерации.

Ограничение π_k является ограничением КПД компрессора. Кроме того, степень регенерации напрямую зависит от площади соприкосновения потоков воздуха и отходящих газов. Площадь соприкосновения напрямую связана с габаритами РВ, и если на габариты компрессора и турбины можно повлиять, например путем увеличения π_k или температуры перед турбиной, то РВ не подлежит уменьшению размеров. К тому же кроме площади теплообменника следует учитывать размеры теплоизоляции, которая уменьшает тепловые потери в окружающую среду. Таким образом, использование РВ в малогабаритном газотурбогенераторе ведет к отказу от самой идеи малогабаритности [2; 4].

Включение РВ в схему МГТГ вызывает дополнительные потери давления, которые изменяются пропорционально величине теплопередающей поверхности. Степень понижения давления в турбине падает, что вызывает снижение полезной работы МГТГ. Однако в каждом конкретном случае вопрос о применении регенерации должен решаться с учетом результатов технико-экономического анализа [2].

Вторым способом повышения КПД МГТГ является повышение температуры газа перед турбиной (рис. 3).

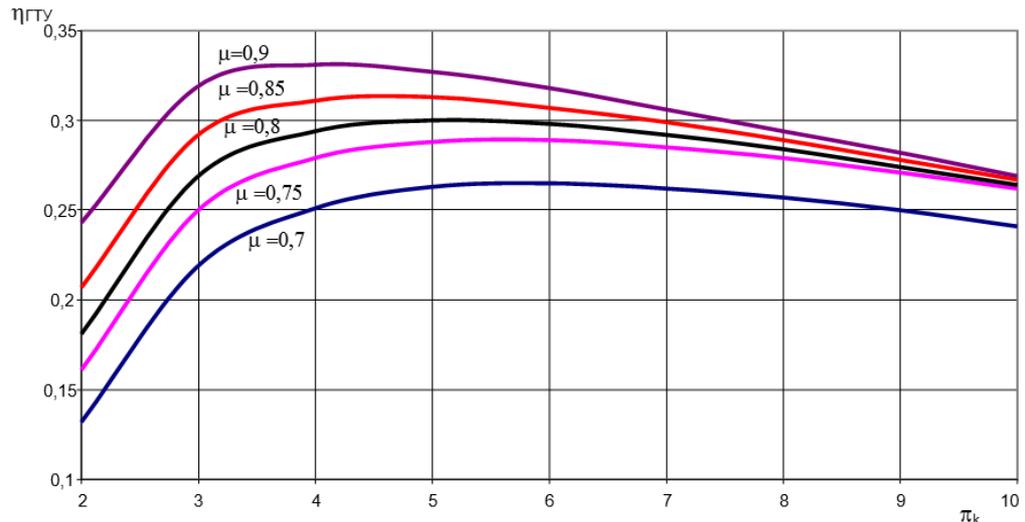


Рис. 2. Зависимость КПД от степени повышения давления воздуха в компрессоре реального МГТГ с регенерацией при $T_3 = 1100 \text{ К}$

Следует учитывать, что турбина в подобных МГТГ работает с запасом прочности $k \geq 1,5$. Поэтому повышение температуры газа перед турбиной требует снижения частоты вращения, что в одновальной конструкции приводит к снижению π_k , и новых конструктивных и технологических решений, таких как:

- применение более жаростойких и жаропрочных материалов;
- применение керамики;
- охлаждение соплового аппарата турбины;
- охлаждение рабочих лопаток.

Основными требованиями к новым материалам для МГТГ являются:

- предсказуемость поведения при высоких уровнях нагрузки;
- высокая прочность и жесткость;
- высокая жаростойкость и жаропрочность;
- низкая плотность;
- низкая себестоимость.

К перечисленным требованиям следует добавить:

- технологичность при изготовлении деталей;
- сопротивляемость к образованию ТПУ-фаз;
- низкий технологический разброс свойств;
- управляемость коэффициентом термического расширения;
- унифицированность по температуре применения.

Кроме того, повышение температуры газа перед турбиной ведет:

- к увеличению расхода воздуха на охлаждение статора и ротора турбины;
- применению более сложной камеры сгорания;
- усложнению конструкции, компенсирующей большие температурные расширения деталей;
- снижению надежности;
- снижению ресурса;
- повышению стоимости изготовления [9].

Малоразмерные ГТГ выделяют в особый класс благодаря существенному влиянию размеров двигателя (дополнительно отягощенному технологическими ограничениями) на выбор параметров и конструкцию двигателя. В этом типе ГТГ чрезвычайно существенно влияние вторичных потерь, всевозможных утечек, уступов и т.п. факторов, в значитель-

ной степени определяющих экономическую эффективность. Именно поэтому лопатки МГТГ первых поколений выполнялись неохлаждаемыми.

В настоящее время применение доступных материалов типа ЖС30М, ЖС32, ЖС32У, ЖС36 и ЖС40 позволяет иметь температуру газа перед турбиной до 1373К [10].

Применительно к малоразмерным газотурбогенераторам все перечисленные проблемы значительно усложняют конструкцию. Как и вопрос с регенерацией, вопрос о повышении температуры газа перед турбиной должен решаться с учетом результатов технико-экономического анализа.

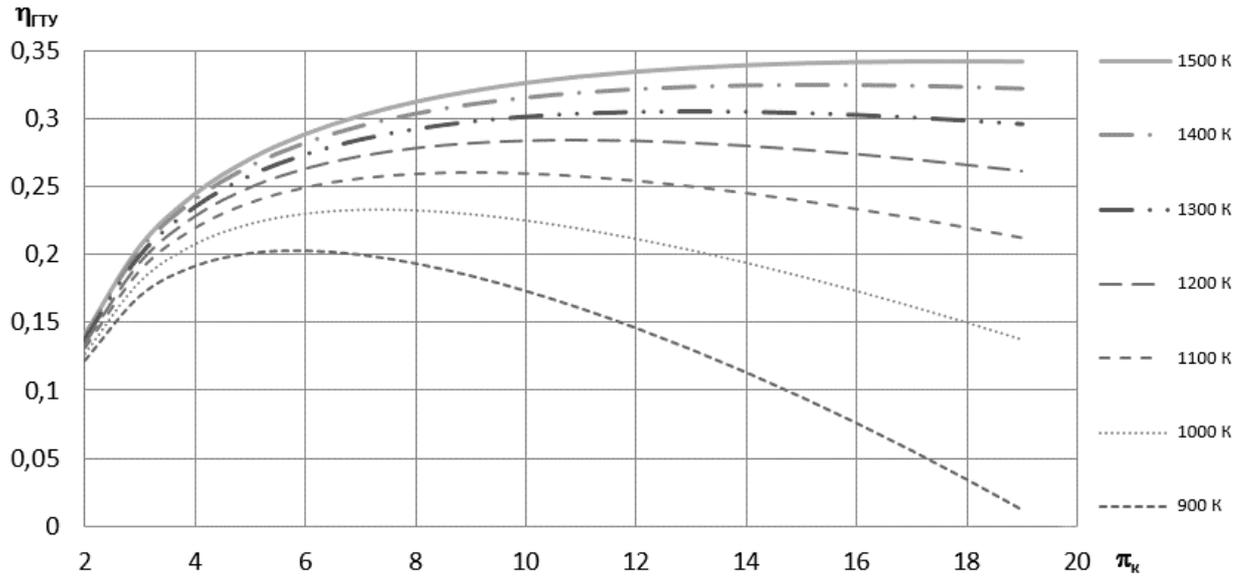


Рис. 3. Зависимость КПД от степени повышения давления воздуха в компрессоре реального МГТГ без регенерации при разных T_3

Третьим способом является достижение оптимальной степени повышения давления в компрессоре π_k при увеличении частоты вращения компрессора (рис. 4).

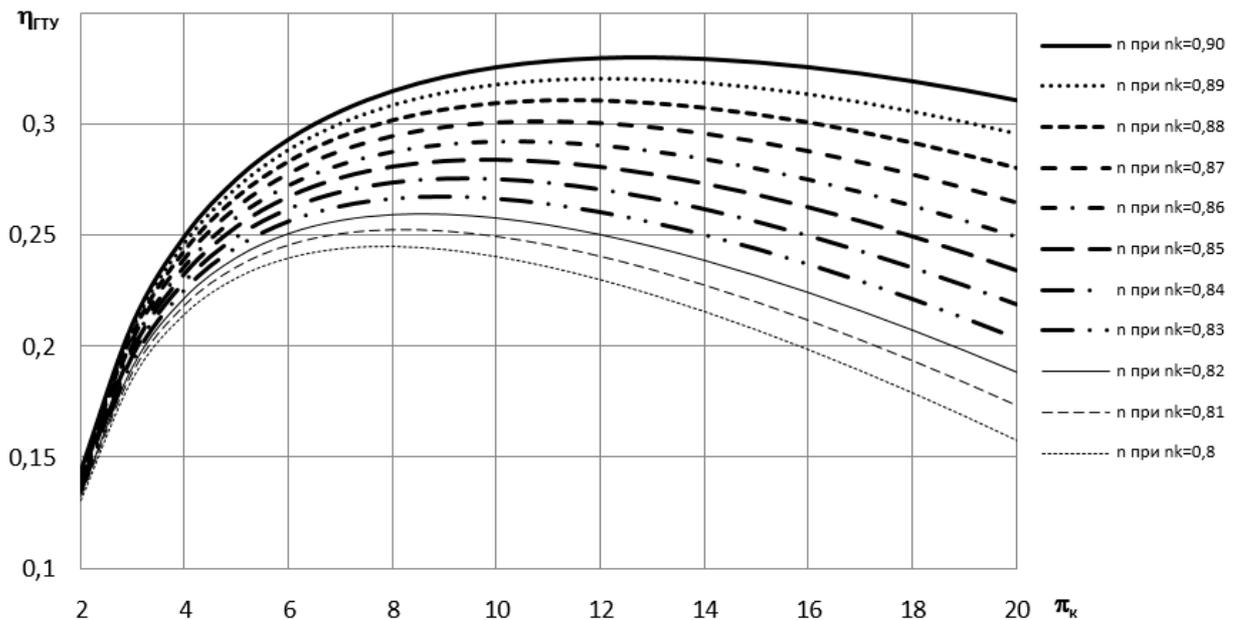


Рис. 4. Зависимость КПД от степени повышения давления воздуха в компрессоре реального МГТГ без регенерации с приводом компрессора от отдельного электродвигателя при разных значениях КПД компрессора

Рассматриваемые МГТГ работают по циклу Брайтона, термический КПД которого определяется выражением

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (1)$$

где T_1 - температура перед компрессором; T_2 - температура на выходе из компрессора; π_k - степень повышения давления в компрессоре; k - показатель адиабаты воздуха.

Из уравнения (1) следует, что термический КПД цикла МГТГ зависит только от степени повышения давления воздуха в компрессоре. При этом чем выше степень повышения давления в компрессоре, тем больше термический КПД цикла.

Ограничения при оптимизации КПД. Работа МГТГ связана с потерями энергии в компрессоре и турбине. Для оценки эффективности работы МГТГ рассмотрим влияние этих потерь через внутренний КПД МГТГ:

$$\eta_{\text{внутр}} = \frac{\eta_T Q_T - \eta_K Q_K}{Q_T - Q_K}.$$

Введем отношение работы компрессора к работе турбины:

$$\varphi = \frac{Q_K}{Q_T}.$$

Тогда после преобразования

$$\eta_{\text{внутр}} = \frac{\eta_T - \varphi/\eta_K}{1 - \varphi},$$

где η_K - внутренний КПД компрессора; η_T - внутренний КПД турбины; φ - коэффициент отношения работы компрессора к работе турбины [2].

На рис. 5 приведен график зависимости φ от π_k . Из графика видно, что при увеличении π_k коэффициент полезной работы φ уменьшается.

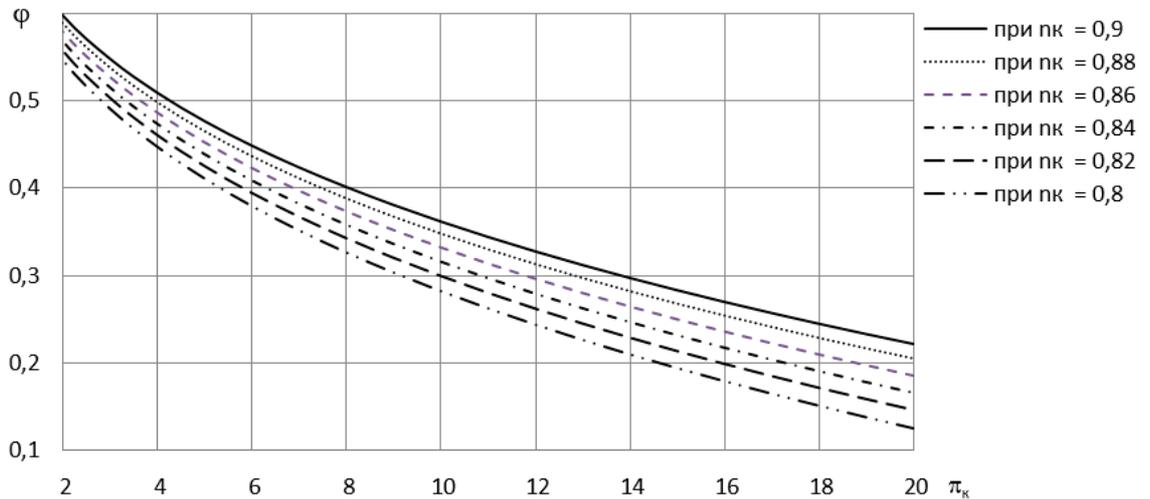


Рис. 5. Зависимость коэффициента полезной работы цикла простой тепловой схемы МГТГ без рекуперации от π_k при $T_2^* = 1100 \text{ K}$

Рекомендации по проектированию. Повышение π_k наиболее перспективно осуществить в простой тепловой схеме, когда вал компрессора МГТГ не будет механически связан с валом турбины и может иметь любую частоту вращения. Поэтому есть возможность раздельной оптимизации турбины и компрессора, где основным объединяющим критерием будет массовый расход воздуха.

Следует учитывать, что с повышением π_k увеличивается плотность воздуха, что при всех прочих равных условиях ведет к уменьшению геометрических размеров проточных частей турбомашин. В малоразмерных ГТГ явным преимуществом обладают центробежные компрессоры [4].

Важным параметром рабочего колеса компрессора является втулочное отношение:

- Увеличение диаметра входа в РК приводит к повышению относительной скорости на входе в РК (потери в РК пропорциональны кинетической энергии $h_w = 0,5 \omega^2$).
- Понижение высоты лопаток на входе приводит к потерям на трение и потерям в зазоре на торце лопаток.

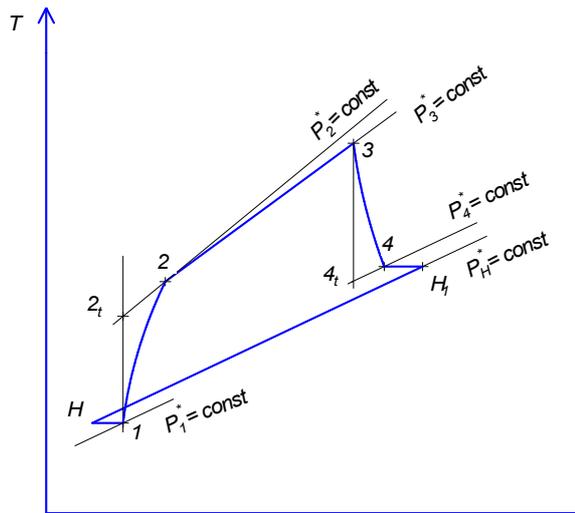


Рис. 6. Цикл предлагаемого МГТГ простого типа с приводом компрессора от отдельного электродвигателя ($\pi_k = 20$): Н - 1 – изотермический процесс течения рабочего тела во входном устройстве;
 1 - 2_t – адиабатный процесс сжатия в компрессоре;
 1 - 2 – политропный процесс сжатия в компрессоре;
 2 - 3 – процесс подвода тепла в камере сгорания;
 3 - 4_t – адиабатный процесс расширения в турбине;
 3 - 4 – политропный процесс расширения в турбине;
 4 - Н₁ – изотермический процесс течения рабочего тела в выходном устройстве;
 Н-Н₁ – изобарный процесс отвода тепла

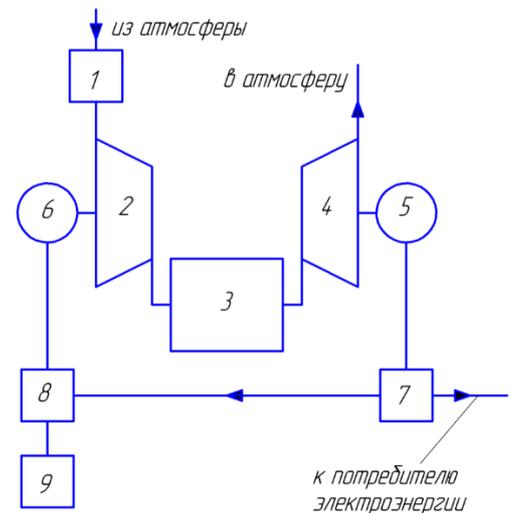


Рис. 7. Предлагаемая тепловая схема газотурбогенератора:
 1 - комплексное воздухоочистительное устройство; 2 - компрессор; 3 - камера сгорания; 4 - турбина; 5 - генератор; 6 - электродвигатель;
 7 - блок силовой электроники генератора;
 8 - блок силовой электроники электродвигателя (пусковое устройство); 9 - аккумуляторы

Отсюда следует, что с точки зрения компрессора желательна компоновка с консольным расположением РК компрессора. В этом случае исключается одна из проблем проточной части компрессора.

За рабочим колесом расположен безлопаточный диффузор. Стенки его гладкие, радиальная и тангенциальная составляющие скорости изменяются приблизительно обратно пропорционально радиусу. В безлопаточном диффузоре значительная часть кинетической энергии преобразуется во внутреннюю и потенциальную, уменьшая скорость потока. Если вместо лопаточного диффузора использовать улитку, то снизятся потери энергии, характерные для больших положительных или отрицательных углов атаки на лопатки диффузора [2; 4].

Напряжение от аккумулятора поступает на трехфазный широтно-импульсный генератор, с которого подается напряжение на электродвигатель привода компрессора. Обороты последнего повышаются, выводя компрессор на нужный режим. Если бы это происхо-

дило на одновальном роторе, то пришлось бы тратить значительную часть мощности на раскручивание рабочего колеса турбины [1].

Для нормальной работы компрессора воздух очищается в комплексном воздухоочистительном устройстве. Для работы газодинамических лепестковых подшипников необходимо сделать отбор из основного тракта перед компрессором. Отработанный воздух из газодинамических подшипников поступает к обмоткам электродвигателя и охлаждает их [6].

В случае использования газодинамических лепестковых подшипников для ротора турбины необходимо применить воздушный фильтр и вентилятор. Далее отработанный воздух возможно использовать для охлаждения обмоток генератора.

Преимущества МГТГ с приводом компрессора от отдельного электродвигателя и повышенным π_k :

- повышение термического КПД цикла;
- отсутствие зон помпажа за счет широтно-импульсного управления компрессором;
- упрощение ротора (замена одного длинного гибкого ротора на два коротких жестких ротора);
- уменьшение размеров как компрессора, так и турбины (при увеличении π_k повышается плотность рабочего тела);
- уменьшение перепада температур по длине роторов;
- оптимизация компоновки МГТГ за счет пространственного расположения компрессора и турбины (из-за отсутствия общей оси вращения);
- упрощение ремонта МГТГ, так как компрессор или турбину можно заменять независимо друг от друга;
- упрощение конструкции;
- снижение металлоемкости за счет исключения общего условного корпуса;
- использование оптимальных по температуре и прочности металлов для корпусов;
- применение газодинамических лепестковых подшипников;
- упрощение запуска МГТГ, алгоритм которого отличается в лучшую сторону от запуска одновального МГТГ [7].

По опыту создания МГТГ и проведенным расчетам наиболее перспективен вариант установки без рекуперации с отдельным приводом компрессора от электрического двигателя, широтно-импульсным управлением и применением газодинамических лепестковых подшипников. Это позволит получить оптимальную компоновку МГТГ, максимальный КПД установки, а также избежать зон помпажа на всех режимах работы МГТГ, так как при диапазоне регулирования частот вращения компрессора от 10000 до 100000 об/мин возможно оперативное изменение рабочей точки компрессора, когда развиваемое им давление равно противодавлению сети при одинаковых расходах $G_t = G_k$.

Таким образом, малоразмерный газотурбинный генератор с приводом компрессора от отдельного электродвигателя и повышенным π_k может иметь полный КПД до 0,35. Кроме того, такой МГТГ будет иметь оптимальные массогабаритные показатели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллов, И.И. Теория турбомашин/ И.И. Кириллов. – 2-е изд, перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1972. - 533 с.
2. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры: учеб.пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – СПб.: СПбГПУ, 2008.
3. Рассохин, В.А. Основные направления развития микротурбинных технологий в России и за рубежом / В.А. Рассохин, Н.А. Забелин, Ю.В. Матвеев//Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2011. — № 4(135). — С. 41-51.

4. Беседин, С.Н. Микротурбинный генератор электрической мощности 100 кВт (МТГ 100)/ С.Н.Беседин, В.А. Рассохин, Е.И. Окунев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - 2010. - №3(106). - С.57-61.
5. Беседин, С.Н. Научно-техническое обоснование и практическая реализация создания микротурбинного генератора мощностью 100 кВт на основе современных расчетно-экспериментальных методов :дис. ...канд. техн. наук/С.Н. Беседин. — СПб., 2011. — 298 с.
6. Беседин, С.Н. Разработка и создание автономных энергетических установок малой мощности на базе газотурбинного цикла простой схемы с сильно развитой системой регенерации тепла /С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, С.Ю. Олейников, В.Г. Полищук, В.А. Рассохин, Г.Л. Раков, Г.А. Фокин// Инновационная политика и изобретатели (Россия - начало XXI века) : материалы Межрегион. науч.-техн. конф. изобретателей и каталог Городской выставки изобретений (28-29 апр. 2009 г.) / Творческий союз изобретателей Санкт-Петербурга; С.-Петерб. гос. политехн. ун-т.
7. Андреев, К.Д. Энергетические машины: Теплообмен в системах охлаждения газовых турбин : учеб.пособие для вузов/К.Д. Андреев [и др.]; под ред. В.А. Рассохина, В.Г. Полищука .— СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 294 с.
8. Соколов, Н. П. Энергетические машины: Определение величины погрешности при экспериментальных исследованиях : учеб. пособие/Н.П. Соколов [и др.]; под ред. В. А. Рассохина, В. Г. Полищука .— СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2008. — 207 с.
9. Электрическая машина: пат. 2279174 РФ / Сеньков А.А. - Бюл. №18. – 2006. – 3 с.
10. Электрическая машина: пат. 2348098 РФ / Сеньков А. П., Калмыков А. Н., Михайлов В. М., Сеньков А. А. - Бюл. №6. – 2009. – 5 с.
11. Многослойный торцевой моментный электродвигатель: пат. 2356158 РФ / Сеньков А. П., Калмыков А. Н., Михайлов В. М., Сеньков А. А. - Бюл. №14. – 2009. – 5 с.

Материал поступил в редколлегию 22.04.15.