

УДК 621.438

doi: 10.18698/0536-1044-2020-2-45-58

Выбор параметров и конструкции приводной ГТУ с воздушной турбинной теплоутилизирующей установкой в составе ГПА мощностью 16 МВт

Э.А. Манушин¹, А.И. Мельников²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² ООО «СИМЕНС»

The Selection of Parameters and Design of an Air Turbine Unit for Flue Gas Heat Recovery of a 16 MW Gas Turbine Unit for Gas Pumping Units

E.A. Manushin¹, A.I. Melnikov²¹ Bauman Moscow State Technical University² OOO Siemens

Перспективным способом повышения коэффициента использования топлива (перекачиваемого природного газа) и улучшения экологических показателей газотурбинных установок (ГТУ), используемых для привода нагнетателей газоперекачивающих агрегатов, является внедрение комбинированных турбинных установок. Установка такого типа состоит из основной ГТУ, работающей на природном газе, и дополнительной воздушной турбинной установки (ВТУ), утилизирующей теплоту уходящих из ГТУ продуктов сгорания в теплообменном аппарате, за которым охлажденный воздух смешивается с отработавшими в ГТУ продуктами сгорания. Эффективность утилизации теплоты определяется путем решения сложной технико-экономической задачи выбора оптимальных массогабаритных параметров теплообменного аппарата. При модернизации газоперекачивающего агрегата в качестве базовой целесообразно применять незначительно измененную по конструкции и параметрам ГТУ. ВТУ не имеет действующего аналога. Ее параметры должны обеспечивать получение максимального коэффициента использования топлива в комбинированной установке при приемлемых массогабаритных показателях ВТУ и теплообменного аппарата. В качестве примера создания комбинированной установки предложен вариант модернизации ГТУ для газоперекачивающих агрегатов мощностью 16 МВт, которые составляют основу парка ПАО «Газпром». Спроектирована установка, включающая в себя основную ГТУ мощностью 16 МВт и дополнительную ВТУ мощностью 1 МВт для привода электрогенератора. Коэффициент использования топлива в комбинированной установке достигает 39,3 %. Конструкцию разработанной ВТУ отличают простота и надежность. Оптимальные массогабаритные и гидравлические параметры теплообменного аппарата получены благодаря применению пластинчато-ребристых поверхностей ПЛР-2/ПЛР-2. Предложена компоновка агрегатов комбинированной установки, обеспечивающая приемлемые гидравлические сопротивления в трубопроводах. Проведенный технико-экономический анализ показал, что реализация проекта является экономически целесообразной. Экологический эффект от модернизации газоперекачивающего агрегата с помощью ВТУ характеризуется существенным снижением температуры уходящих газов и уменьшением концентрации вредных выбросов в 1,3 раза.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, газотурбинная установка, воздушная турбинная установка, утилизация теплоты, теплообменный аппарат, компоновка ГПА с ГТУ-ВТУ

The introduction of combined turbine units is a promising method to increase fuel efficiency (pumped natural gas) and improve the environmental performance of the gas turbine units (GTU) that are used to drive superchargers of gas pumping units (GPU). Such an installation consists of the main GTU operating on natural gas and an additional air turbine unit (ATU). The latter utilizes the heat of the combustion products leaving the gas turbine unit in a heat exchanger, behind which cooled air is mixed with flue gases. The efficiency of heat recovery is determined by solving a complex technical and economic problem of selecting the optimal weight-and-size parameters of the heat exchanger. When retrofitting a gas pumping unit, it is advisable to use a GTU that is slightly different in design and parameters as the basic gas turbine unit. The ATU does not have an operating equivalent. Its parameters should ensure achieving the maximum fuel efficiency factor of the combined installation, with acceptable weight-and-size parameters of the ATU and the heat exchanger. As an example of developing the GTU-ATU type installations, an option of modernizing a GTU for a 16 MW GPU is proposed, which constitutes the basis of the Gazprom fleet. A combined GTU-ATU is designed to include the main 16 MW GTU and an additional 1 MW ATU to drive the electric generator. The fuel efficiency factor of the GTU-ATU installation reaches 39.3%. The design of the developed ATU is simple and reliable. Plate-ribbed surfaces PIR-2/PIR-2 are used to achieve the optimum mass-and-weight and hydraulic parameters of the heat exchange. A layout of the units of the combined installation is proposed, in which acceptable hydraulic resistance in the pipelines is provided. The feasibility study shows that the project is economically feasible. The environmental effect of modernization using an ATU is characterized by a significant decrease in the temperature of flue gases and concentration of harmful emissions by 1.3 times.

Keywords: gas pumping unit, gas turbine unit, air turbine unit, heat recovery, heat exchanger, layout

В работе [1] показаны перспективы применения воздушных турбинных установок (ВТУ) для модернизации работающих на газопроводах многочисленных приводных газотурбинных установок (ГТУ), созданных, в частности, на базе авиационных двигателей. Также обоснована возможность разработки и использования комбинированной турбинной установки, показанной на рис. 1, состоящей из основной ГТУ и дополнительной ВТУ (ГТУ-ВТУ).

Комбинированная установка состоит из двух силовых блоков. Первый — основной блок, представляющий собой ГТУ простого цикла, включает в себя газогенератор (т. е. турбину высокого давления (ТВД) и приводимый ею компрессор К) и силовую турбину — турбину низкого давления (ТНД), используемую для привода нагнетателя природного газа Н.

Второй силовой блок — простая по конструкции и недорогая по затратам на изготовление ВТУ, в которой рабочим телом является воздух, забираемый из атмосферы, сжимаемый в компрессоре ВТУ (КВТ), нагреваемый в теплообменном аппарате (ТА) продуктами сгора-

ния (ПС), уходящими из ТНД, и совершающий работу в воздушной турбине (ВТ). Из нее воздух отводится в выхлопную систему ГТУ, где смешивается с отработавшими ПС, охлажденными в ТА.

ВТУ служит для привода другого потребителя мощности, в частности электрогенератора ЭГ. Получаемая электроэнергия может быть использована для обеспечения собственных нужд компрессорной станции, например для электроснабжения установок охлаждения транспортируемого природного газа.

Из возможных (по меньшей мере из двух) вариантов отбора мощности с валов ГТУ и ВТУ для дальнейших расчетов принята конструкция ГТУ-ВТУ, приведенная на рис. 1, которая оснащена ВТУ, кинематически не связанной с ГТУ.

Цель работы — разработать конструкцию ГТУ-ВТУ для ГПА мощностью 16 МВт, выбрать компоновку ГПА с ГТУ-ВТУ, определить экономическую целесообразность применения ГТУ-ВТУ для привода ГПА, оценить экологический эффект от применения ГТУ-ВТУ в качестве приводной установки ГПА.

Для расчета эффективности комбинированной установки выбран коэффициент использования топлива, значение которого будет равно коэффициенту полезного действия (КПД) установки в случае, когда ГТУ и ВТУ служат для привода общего вала.

Основной особенностью ГТУ-ВТУ, отличающей ее от других турбинных установок например, от регенеративной ГТУ, является зависимость оптимальных параметров ВТУ, обеспечивающих наиболее эффективную утилизацию теплоты уходящих газов, от отношения расходов теплоносителей γ ТА. Эта величина определяется как отношение расхода воздуха за компрессором ВТУ $G_{вКВТ}$ к расходу газа на выходе из ТНД ГТУ $G_{гТНД}$:

$$\gamma = \frac{G_{вКВТ}}{G_{гТНД}} = \frac{G_{в,у} (1 - g_{ут,в,у})}{G_{вГТУ} g_{ТНД}},$$

где $G_{в,у}$ — расход воздуха на входе в ВТУ; $g_{ут,в,у}$ — утечки воздуха в КВТ; $G_{вГТУ}$ — расход воздуха на входе в компрессор ГТУ; $g_{ТНД}$ — удельный расход газа через ТНД, $g_{ТНД} = (1 + g_r)(1 - g_{ут} - g_{охл}) + g_{в,в}$ (g_r — удельный массовый расход топлива; $g_{ут}$ — утечки воздуха в компрессоре ГТУ; $g_{охл}$ — отбор воздуха на охлаждение; $g_{в,в}$ — возврат воздуха в ТНД).

Под наиболее эффективной утилизацией теплоты уходящих газов понимают обеспечение максимума дополнительной мощности утилизационной установки при ее приемлемых габаритных размерах и массе и, соответственно, достижение максимально возможного коэффициента использования топлива.

Таким образом, отношение γ представляет собой дополнительный конструктивный параметр наряду со степенью повышения давления π_k^* в ВТУ и с коэффициентами сохранения полного давления в воздушном и газовом трактах ТА. Расчет параметров ГТУ-ВТУ представляет определенную трудность, так как в начале вычислений оптимальные параметры ВТУ не известны. Поэтому оптимизационный расчет проведен методом последовательных приближений.

Значения оптимальных параметров ГТУ-ВТУ сильно зависят от характеристик ТА, определяемых его конструкцией и размерами, вследствие чего в начале расчета необходимо выбрать и вычислить эти показатели ТА. При этом необходимо учитывать, что чем больше массогабаритные показатели ТА при выбран-

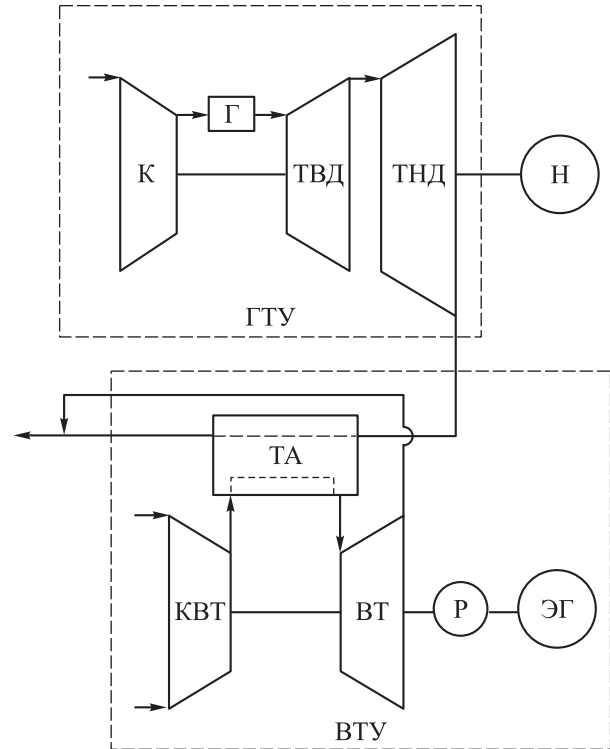


Рис. 1. Схема ГТУ-ВТУ с утилизацией теплоты уходящих газов:
Г — камера сгорания (КС); Р — редуктор

ной конструкции, тем выше эффективность комбинированной установки в целом, а следовательно, и ее стоимость.

Выбор оптимальных массогабаритных параметров ТА — сложная технико-экономическая задача. Предложено в начале расчета принимать массогабаритные параметры ТА, исходя из условия обеспечения степени регенерации σ , под которой понимают обычное отношение разностей температур в регенеративном цикле ГТУ, на уровне современных регенераторов ($\sigma = 0,85$) при $\gamma = 1$ и $\pi_k^* = 4,6$ в КВТ, как у компрессора регенеративной установки ГТК-10.

Такой подход позволяет получить универсальный по параметрам ТА, который можно использовать не только как часть проектируемого утилизационного комплекса, но и при разработке регенеративных ГТУ. Помимо высокой эффективности, ТА должен иметь конструкцию, позволяющую его относительно просто транспортировать (в том числе на автотранспорте) и обеспечивающую возможность его сборки и монтажа в удаленных районах, где может быть расположена ГТУ-ВТУ.

После проектирования эффективного ТА (конструкция которого будет показана далее), отвечающего указанным требованиям, прове-

ден выбор оптимальных параметров ВТУ и расчет ее компрессора и турбины.

Для создания комбинированной установки конкретной заданной мощности необходимо решить следующие задачи: определить оптимальные параметры ГТУ-ВТУ, выбрать тип и конструкцию основных узлов газотурбинного привода с воздушной турбинной теплоутилизующей установкой и ВТУ для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) магистральных газопроводов.

Выполнение этих задач проектирования рассмотрим на примере комбинированной установки, которая может быть создана на базе ГТУ номинальной мощностью $N_c = 16$ МВт. Турбинные установки такого класса мощности составляют основу парка ГПА ПАО «Газпром» (1358 ед.) [2]. К ним относятся, например, установки ПС-90ГП-2 производства АО «Авиадвигатель» (г. Пермь), выполненные на базе авиационного турбовентиляторного двухконтурного двухвального двигателя ПС-90А.

Как и многие другие установки ПАО «Газпром», модели ПС-90ГП-2 нуждаются в модернизации с целью повышения эффективности использования потребляемого топлива — природного газа — и значительного уменьшения вредных выбросов в атмосферу (ни один отечественный газотурбинный двигатель, поставляемый в ПАО «Газпром», не соответствует международным экологическим нормам [2]).

ГТУ следует принять двухвальной со свободной ТНД, поскольку такая конструктивная схема характерна для большинства современных установок ГПА, в том числе для ГТУ, созданных на базе авиационных двигателей, включая ПС-90ГП-2.

ВТУ должна быть максимально простой по конструкции, недорогой, надежной, пригодной для легкого транспортирования и монтажа, поэтому ее целесообразно выполнять одновальной.

Результаты расчета ТА для проектируемой установки мощностью 16 МВт позволили выбрать оптимальные параметры ВТУ: степень повышения давления — 3,4; отношение расходов теплоносителей в ТА — 0,6. При таких значениях параметров обеспечивается максимум мощности утилизационной установки с приемлемыми габаритными размерами. При выбранных параметрах коэффициент использования топлива комбинированной установки составляет 39,3 %.

Типы и конструктивные особенности агрегатов ГТУ. Основным блоком комбинированной установки является ГТУ мощностью 16 МВт, служащая для привода нагнетателя газа. В качестве прототипа проектируемой ГТУ принята установка ПС-90ГП-2.

Достаточно полные сведения о находящихся в эксплуатации установках такого типа, необходимые для детального проектирования узлов ГТУ, в литературе отсутствуют. Кроме того, включение ТА в выходной газовый тракт любой установки-прототипа приведет к изменению параметров рабочего тела в узлах и агрегатах прототипа и размеров их проточных частей.

В связи с этим разработан проект ГТУ для комбинированной установки, по параметрам и конструкции несколько отличающийся от указанного прототипа. В целом, как будет показано далее, выбранные параметры установки близки к параметрам прототипа, поэтому разработанный проект можно рассматривать как вариант модернизации ГПА, имеющей в качестве приводной установки ПС-90ГП-2, путем добавления ВТУ.

Расчет ГТУ проведен в номинальном режиме при заданной мощности и начальной температуре ПС $T_t^* = 1400$ К (у прототипа — 1416 К). Выбор такой умеренной по современным меркам температуры определяется тремя причинами:

потребностью в обеспечении достаточно большого ресурса установки (не менее 25000 ч) при использовании относительно недорогих материалов деталей горячего тракта;

желанием применить относительно простой в конструктивном и технологическом отношении способ охлаждения сопловых и рабочих лопаток первой ступени ТВД;

необходимостью обеспечить температуру ПС на выходе из ГТУ (за силовой турбиной) не выше 800 К, при которой работает большинство эксплуатируемых теплообменников-регенераторов ГТУ [3]; по существу, это самая главная причина выбора невысокой начальной температуры газа.

С учетом указанных особенностей и условий степень повышения давления в ГТУ π_k^* принята равной 19 (у прототипа — 19,6), а число ступеней компрессора — 14 (как и у прототипа). Продольный разрез (верхняя половина) спроектированной ГТУ приведен на рис. 2.

Так как выбранные параметры и конструкция спроектированной ГТУ и ее узлов близки к

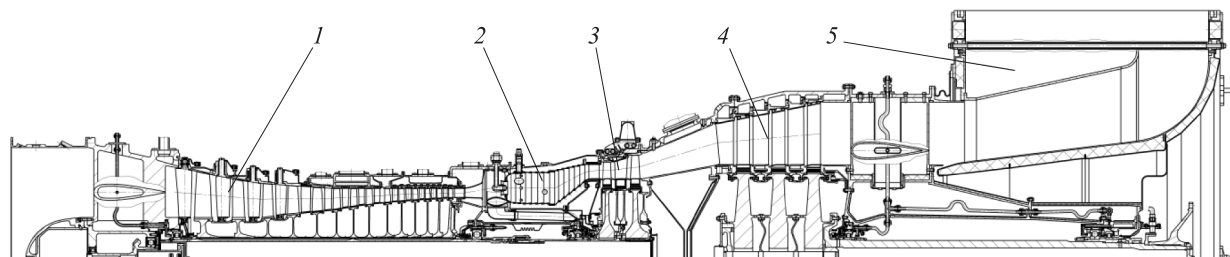


Рис. 2. Продольный разрез спроектированной ГТУ:
1 — компрессор; 2 — КС; 3 — ТВД; 4 — ТНД; 5 — выходное устройство

таким для прототипа, рассмотрим лишь некоторые наиболее существенные особенности каждого из узлов, которые не влияют на теплоутилизирующий комплекс.

Компрессор двигателя (см. рис. 2) — осевой, с регулируемым входным направляющим аппаратом (ВНА) и поворотными направляющими аппаратами (НА) первых двух ступеней, которые служат для повышения устойчивости компрессора и экономичности двигателя на переменных режимах работы. Расход воздуха при входе в компрессор $G = 55,7$ кг/с (у прототипа — 58,2 кг/с); частота вращения ротора газогенератора $n = 11\,000$ мин⁻¹ (у прототипа — 10 960 мин⁻¹).

Проточная часть первых двух ступеней имеет постоянный втулочный диаметр, следующие три ступени — постоянный средний диаметр, а проточная часть остальных ступеней оставлена такой же, как у прототипа, — с постоянным концевым диаметром. Размеры деталей компрессора (как и других узлов ГТУ) от соответствующих размеров прототипа отличаются незначительно.

Концевой диаметр первой ступени — 680 мм, последней ступени — 543 мм. Втулочный диаметр на входе в первую ступень — 320 мм, в последнюю ступень — 474 мм. Окружная скорость на периферии лопаток первой и последней ступеней — 392 м/с. Расчетный КПД компрессора по параметрам торможения $\eta_k^* = 0,853$. В конструкции компрессора (как и у прототипа) предусмотрена система обдува заднего корпуса для регулирования радиального зазора в рабочих лопатках последних ступеней.

Также для повышения устойчивости работы компрессора установлены гидроневмоуправляемые клапаны перепуска воздуха в атмосферу за шестой и седьмой ступенями. За пятой ступенью осуществляется отбор воздуха на обдув корпусов и наддув лабиринтных уплотнений опор ГТУ, за восьмой ступенью — отбор возду-

ха на обогрев ВНА, охлаждение второй ступени ТВД, а также на охлаждение и разгрузку силовой турбины от осевых усилий.

Ротор компрессора дисковой конструкции выполнен двухопорным, с радиальным роликовым подшипником на передней опоре и осерадиальным шариковым на задней. Для снижения уровня виброперегрузок опоры изготовлены упругодемпферными.

Камера сгорания (см. рис. 2) сконструирована трубчато-кольцевой с двенадцатью жаровыми секционными трубами, охлаждаемыми конвективно-пленочным способом. Топливный газ подается в жаровые трубы через радиальные отверстия в распылителе форсунки. Воспламенение газозоудшной смеси осуществляется с помощью двух свечей зажигания, размещенных в противоположно расположенных жаровых трубах.

Теплонапряженность КС U_v принята равной $3,5 \cdot 10^6$ Дж/(м³ · ч · Па). При этом объем жаровой трубы $V_{ж} = 1,997 \cdot 10^{-3}$ м³, ее диаметр $d_{ж} = 0,117$ м, длина $L_{ж} = 0,18$ м. Согласно оценке авторов, максимальная неравномерность температурного поля перед сопловым аппаратом ТВД $\tau_{max} = 0,056$.

ТВД (рис. 3) — двухступенчатая консольная. Расход ПС при входе в ТВД $G_{Г1} = 53,4$ кг/с, частота вращения ротора газогенератора $n = 11\,000$ мин⁻¹. По опыту конструирования двигателя установки ПС-90ГП-2 проточная часть турбины выполнена с постоянным втулочным диаметром $D_{вт} = 622$ мм; средний диаметр второй ступени $D_{ср2} = 711$ мм, окружная скорость на этом диаметре $u_{ср2} = 409$ м/с. Длина рабочей лопатки второй ступени — 91 мм.

Расчетный КПД турбины по параметрам торможения $\eta_t^* = 0,929$.

Относительно невысокая температура газа перед турбиной (1400 К) позволила применить эффективную конвективную схему охлаждения сопловых лопаток первой ступени ТВД. Мате-

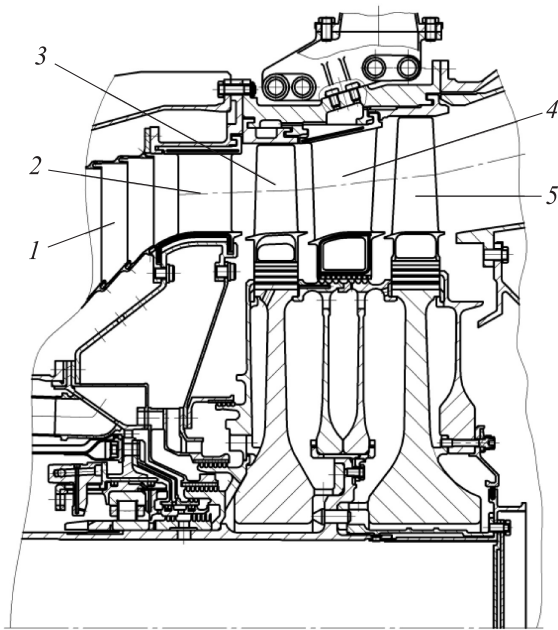


Рис. 3. Конструктивная схема ТВД:

1 — газосборник КС;
2 и 3 — сопловая и рабочая лопатки первой ступени;
4 и 5 — сопловая и рабочая лопатки второй ступени

риал лопаток — жаропрочный коррозионно-стойкий никелевый сплав ЧС70У-ВИ, обеспечивающий на установках с такой же температурой газа за КС ресурс лопаток не менее 25 000 ч.

Для их охлаждения воздух подается из полости между жаровыми трубами КС через отверстия в кольце соплового аппарата. Согласно разработанной технологии, заготовку лопатки получают литьем по выплавляемым моделям по одиннадцатому качеству точности. Расчет показал, что максимальная температура лопатки не превышает 1170 К, а неравномерность нагрева лопатки составляет не более 21 %.

На охлаждение *соплового аппарата второй ступени* ТВД воздух поступает из кольцевой полости, образуемой между этим аппаратом и корпусом ТВД, куда он подается по трубам из за восьмой ступени компрессора ГТУ.

Крепление дисков ТВД к валу выполнено таким же, как в оригинальной конструкции прототипа. Диск первой ступени ТВД соединен с фланцем вала турбины призонными болтами. С этим же фланцем связаны покрывные диски, расположенные между дисками турбины. Диск второй ступени ТВД прикреплен к валу турбины штифтами и поджат гайкой.

На охлаждение *рабочих лопаток и диска первой ступени* ТВД воздух поступает из полости между жаровыми трубами КС через отвер-

стия в опоре соплового аппарата. На охлаждение *роторной части второй ступени* ТВД воздух подводится из-за восьмой ступени компрессора по четырем трубам, проходящим через стойки КС.

Турбина имеет систему регулирования радиальных зазоров путем обдува корпуса воздухом, отбираемым из-за пятой ступени компрессора.

В спроектированной конструкции по сравнению с прототипом значительно уменьшено расстояние между ТВД и ТНД, т. е. переходный канал стал короче, но «круче» и с большей диффузностью. При этом снижен объем полости между турбинами.

В канале установлены клапаны перепуска, предназначенные для облегчения пуска двигателя. Они открываются в режиме пуска и отводят газ из-за турбины компрессора за пределы проточной части. Кроме того, эти клапаны могут быть использованы как средство защиты от раскрутки силовой турбины при внезапной потере нагрузки [4].

Параметры газа за ТВД: расход $G_r = 53,7$ кг/с; температура $T_2^* = 1000$ К; давление $p_2^* = 428$ кПа; абсолютная скорость $c_2 = 201$ м/с; угол входа потока $\alpha_2 = 86,3^\circ$.

ТНД (см. рис. 1) служит для привода нагнетателя, поэтому частота вращения ротора определяется номинальной частотой потребителя $n_{с.т} = 5300$ мин⁻¹. Расход газа через турбину $G_r = 53,7$ кг/с; давление $p_{2т}^* = 1,077 \cdot 10^5$ Па.

ТНД изготовлена консольной трехступенчатой, как и у прототипа. Передняя опора ротора турбины имеет радиальный роликовый подшипник, задняя — радиально-упорный шариковый. Опоры выполнены упругодемпферными. Воздух на разгрузку и охлаждение ротора ТНД поступает через стойки из-за восьмой ступени компрессора. Масло к опорам ТНД подается и отводится также через стойки ее корпуса. Корпус передней опоры ТНД соединен с выходным устройством (улиткой) двумя поясами упругих пластин, которые перекрывают щели между кожухами опоры ТНД и выходным устройством.

Типы и конструктивные особенности ВТУ.

При конструировании ВТУ (рис. 4) упор сделан на обеспечение ее простоты и надежности. ВТУ выполнена в традициях стационарного турбостроения. В качестве прототипа взята технологическая газотурбинная установка ГТТ-9. Эта установка, выпускаемая Дальневосточным за-

водом энергетического машиностроения (ПАО «Дальэнергомаш», г. Хабаровск), предназначена для производства слабой азотной кислоты в составе энерготехнологических линий на предприятиях азотной промышленности, характеризуется высокими технико-экономическими показателями, надежностью и ремонтпригодностью [5].

Мощность ВТУ составляет 6,3 МВт, мощность компрессора — 5,23 МВт. Таким образом, ВТУ позволяет получить 1 МВт электрической мощности при КПД редуктора 0,98. КПД электрогенератора равен 0,96.

Корпус ВТУ имеет горизонтальный разъем, в опорах применены подшипники скольжения. ВТУ работает при относительно низких температурах и умеренных нагрузках, что позволяет использовать для изготовления ее деталей относительно недорогие легированные стали.

ВТУ выполнена одновальной (как и у прототипа). Для уменьшения габаритных размеров ВТУ частота вращения ротора принята достаточно высокой ($n_{\text{ВТУ}} = 7500 \text{ мин}^{-1}$). При этом потребовалось применить редуктор, понижающий $n_{\text{ВТУ}}$ до 1500 мин^{-1} , т. е. до частоты вращения ротора четырехполюсного синхронного электрогенератора компании Месс Alte (Италия) мощностью 1 МВт [6].

Как показал предварительный экономический расчет, в данном случае целесообразнее применить редуктор, чем спроектировать установку с большим числом ступеней в компрессоре и турбине ВТУ. В качестве редуктора мож-

но использовать быстроходный высоконадежный механический редуктор фирмы Wikov [7] с передаточным числом, равным 5.

Корпус ВТУ с горизонтальным разъемом состоит из корпуса КВТ, выходного патрубка КВТ, входного и выходного патрубков ВТ. Входной и выходной патрубки ВТ образуют корпус ВТ.

КВТ выполнен пятиступенчатым. Воздух в компрессор поступает из атмосферы, сжатый воздух по трубопроводу подается в ТА, нагревается и по другому трубопроводу поступает в турбину. Для обеспечения устойчивой работы установки при переменных режимах ВНА и НА первой ступени КВТ сделаны поворотными, закреплены в подшипниках скольжения на внешнем корпусе КВТ. Направляющие лопатки остальных ступеней вставлены в кольцевые пазы верхнего и нижнего корпусов.

Ротор КВТ барабанного типа имеет дисковые выступы, где закреплены рабочие лопатки с помощью замков типа «ласточкин хвост». Выступы на барабане ротора придают ему дополнительную прочность. Ротор КВТ связан с ротором ВТ промежуточным валом, который приварен к ротору КВТ, а с ротором ВТ соединен по фланцу призонными болтами.

В сборе роторы КВТ и ВТ образуют ротор ВТУ. Передний подшипник является радиальным, а задний — радиально-осевым. Такое расположение подшипников связано с тем, что отбор мощности от ВТУ происходит со стороны ВТ, и при установке со стороны турбины осевого подшипника минимизируются осевые смещения выходного фланца ротора ВТУ, через который выполняется передача механической энергии на привод генератора.

Подача и отвод масла к переднему подшипнику осуществляется через стойки корпуса КВТ, а к заднему — по трубкам через крышку корпуса ВТ.

Выходной патрубок КВТ соединен с раздающим коллектором ТА, а входной патрубок ВТ — с собирающим коллектором ТА с помощью труб.

КВТ имеет следующие основные параметры: расход воздуха $G = 32,7 \text{ кг/с}$; степень повышения давления $\pi_k^* = 3,4$; мощность $N_k = 5229 \text{ кВт}$; расчетный КПД по параметрам торможения $\eta_k^* = 0,87$; концевой диаметр ротора $D_k = 790 \text{ мм}$; длина рабочей лопатки последней ступени — 44 мм; длина лопаточного аппарата — 508 мм.

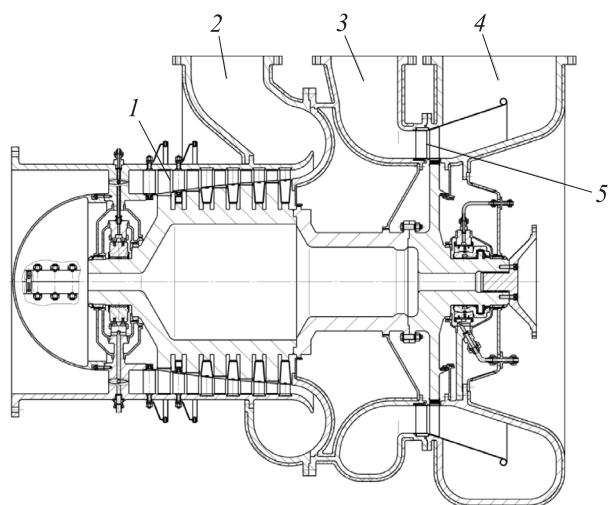


Рис. 4. Продольный разрез ВТУ:

1 и 2 — компрессор и его выходной патрубок;
3 и 4 — входной и выходной патрубки ВТ; 5 — ВТ

Воздушная турбина ВТУ имеет проточную часть с постоянным втулочным диаметром для упрощения конструкции выходного патрубка. Основные параметры ВТ: температура воздуха при входе $T_{ВТ}^* = 698$ К; давление $p_{ВТ}^* = 3,282 \cdot 10^5$ Па; степень понижения давления в турбине $\pi_{ВТ}^* = 3,21$; расход воздуха при входе $G_{ВТ} = 32,5$ кг/с; мощность турбины $N_{ВТ} = 6255$ кВт; КПД турбины по параметрам торможения $\eta_t^* = 0,934$.

Тип и конструкция ТА. Компрессорные станции часто расположены в труднодоступных регионах, где отсутствует возможность подвоза грузов по железнодорожным путям, поэтому проектируемый ТА должен иметь массогабаритные показатели, допускающие его транспортирование на грузовой автомобильной технике высокой проходимости. Например, для перевозки ТА можно использовать распространенный контейнеровоз КамАЗ-53215 грузоподъемностью 11 т [8] и стандартный двадцатифутовый контейнер, длина которого составляет 5898 мм, ширина — 2352 мм, высота — 2393 мм [9].

При этом желательно, чтобы для монтажа ТА на месте требовалось минимальное число сборочных операций. Таким образом, необходимо разработать простой по конструкции, компактный и легкий ТА, имеющий максимальную массу неразборных составных частей не более 11 т и максимальные габаритные размеры $5898 \times 2352 \times 2393$ мм.

Для достижения максимального положительного эффекта от утилизации теплоты уходящих газов ГТУ ТА должен обладать максимально возможной степенью использования теплоты горячего теплоносителя при заданных массогабаритных ограничениях.

Таким условиям в наибольшей степени удовлетворяет ТА противоточной схемы с пластинчато-ребристыми поверхностями теплообмена типа ПЛР-2 [10], обеспечивающими высокую эффективность ТА при относительно малых габаритных размерах и массе, а также оптимальный коэффициент использования топлива в спроектированной комбинированной установке (определяемый как относительная мощность на прокачку теплоносителей в ТА, т. е. мощность на прокачку, отнесенная к теплоте, выделяемой при сгорании топлива в КС ГТУ). Результаты расчета ТА с четырнадцатью различными комбинациями горячей/холодной поверхности теплообмена приведены на рис. 5.

Из рис. 5 следует, что комбинации с гладкими ребрами типа ГЛР имеют благоприятные гидравлические характеристики, однако требуют большей площади поверхностей теплообмена и, соответственно, обладают большей массой. Варианты с пластинчато-ребристыми поверхностями типа 100 [11] характеризуются лучшими массогабаритными показателями матрицы ТА, но вследствие меньшего размера патрубков и большего сопротивления в мат-

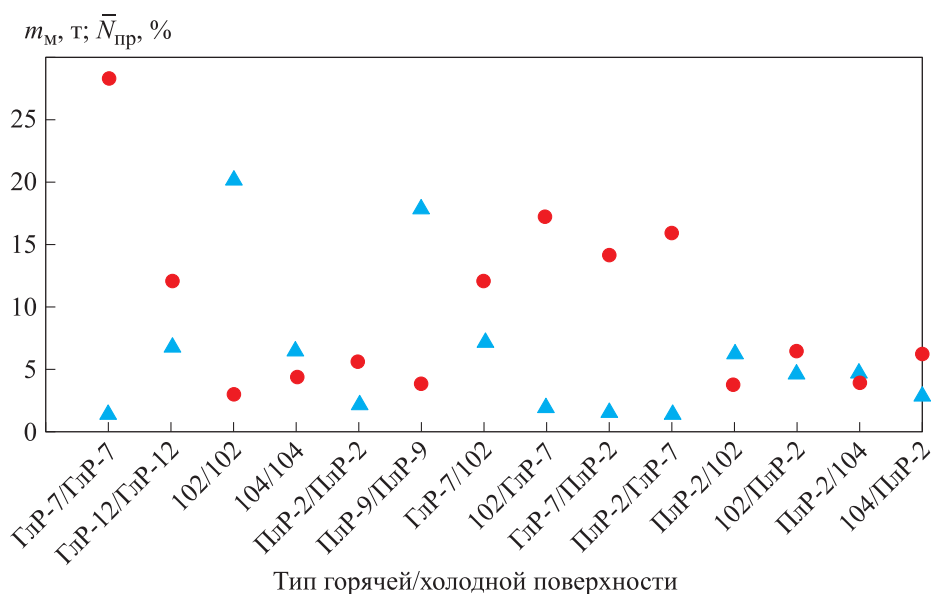


Рис. 5. Зависимость массы матрицы ТА m_m (●) и относительной мощности на прокачку теплоносителей $\bar{N}_{пр}$ (▲) от типа горячей/холодной поверхности теплообмена

рице дают худшие гидравлические характеристики.

Комбинация пластинчато-ребристых поверхностей ПЛР-2/ПЛР-2 при заданных исходных данных обеспечивает оптимальные массогабаритные и гидравлические параметры ТА.

В результате расчета разработана конструкция ТА для ГТУ-ВТУ мощностью 16 МВт (рис. 6). Воздух, поступающий из КВТ (см. рис. 1), через раздающий коллектор попадает в матрицу ТА, где нагревается, отбирая теплоту у ПС ГТУ, и поступает в собирающий коллектор, откуда направляется в ВТ. На рис. 6 для одного пакета матрицы красными и синими стрелками показаны направления течения ПС ГТУ и ПС воздуха соответственно.

Матрица ТА состоит из шести паяно-сварных пакетов поверхностей теплообмена. Схема течения теплоносителей в пакетах матрицы ТА подобна таковой в воздухоподогревателе ГТК-10-4. Подвод и отвод воздуха к отдельным пакетам осуществляется по соответствующим патрубкам пакетов матрицы. Каждый пакет прикреплен независимо от остальных к каркасу ТА, что обеспечивает возможность замены отдельных пакетов в процессе эксплуатации установки при выявлении их неисправностей.

В качестве материала матрицы ТА выбрана коррозионноустойчивая сталь 12Х18Н10Т, обладающая хорошей свариваемостью. Такую сталь часто применяют в современных регенераторах [3] для изготовления деталей, работающих при температуре до 900 К. Для исключения повреждений пакетов матрицы от температурных деформаций в их патрубках предусмотрены линзовые компенсаторы.

Основные параметры матрицы ТА: объем $V = 8,398 \text{ м}^3$; масса $m_m = 5,743 \cdot 10^3 \text{ кг}$; длина $L = 1,033 \text{ м}$; ширина $B = 3,098 \text{ м}$; высота $H = 2,65 \text{ м}$. Наружный диаметр патрубков матрицы (по ГОСТ 10704–91) $D_n = 273 \text{ мм}$; наружный диаметр коллекторов (по тому же стандарту) $D_k = 630 \text{ мм}$. Относительная мощность (т. е. отнесенная к теплоте сгорания топлива в КС ГТУ) на прокачку теплоносителей $\bar{N}_{пр} = 0,021$.

Суммарная масса ТА (с учетом патрубков, рамы и корпусных деталей) не превышает 20 т, поэтому в разобранном виде ТА можно транспортировать на двух грузовых машинах типа КамАЗ-53215.

Основными достоинствами спроектированного ТА являются высокая эффективность по сравнению с трубчатыми ТА и более высокая ремонтпригодность по сравнению с традици-

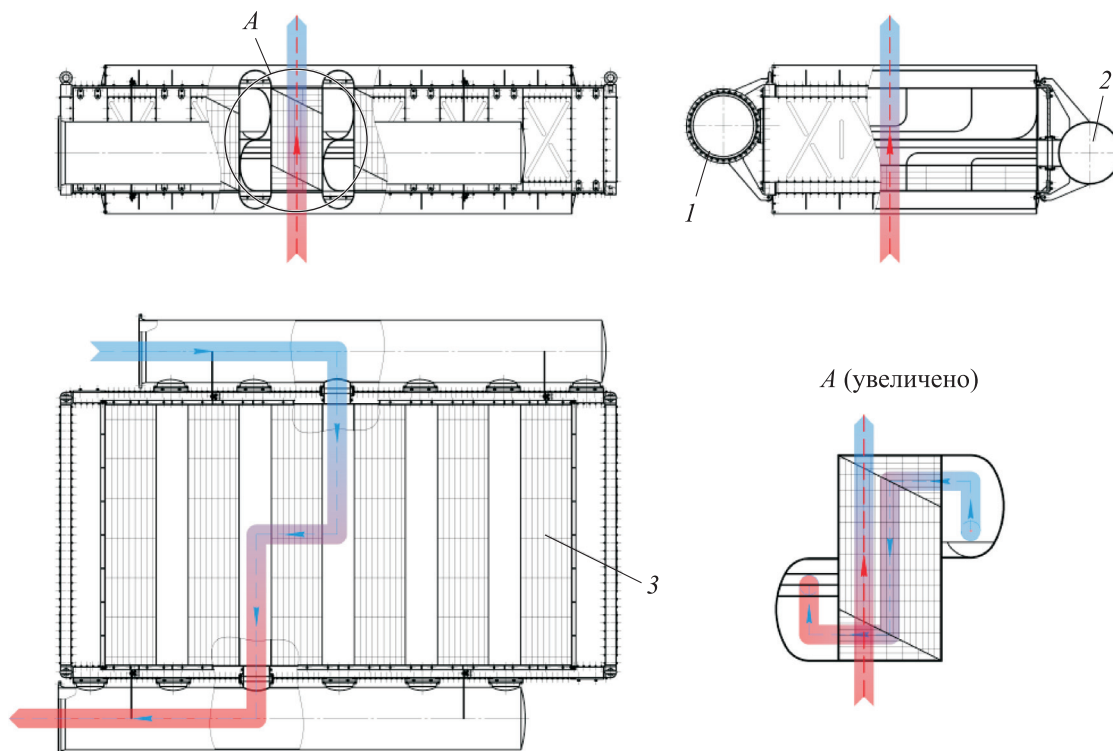


Рис. 6. Схема теплообменного аппарата ГТУ-ВТУ мощностью 16 МВт:
1 и 2 — раздающий и собирающий коллекторы; 3 — матрица

онными паяно-сварными пластинчато-ребристыми теплообменниками.

Компоновка ГТУ-ВТУ. Возможны различные варианты компоновок узлов и агрегатов в единую установку. Сложность компоновки и ее вариативность определяются необходимостью объединить ГТУ и ВТУ системой трубопроводов подвода воздуха из компрессора в ТА и из ТА в ВТ, из силовой турбины ГТУ в ТА и далее в выхлопную трубу, в которую также выходит воздух, обработавший в ВТУ. Причем необходимо минимизировать гидравлические потери во всех трубопроводах.

При выбранных параметрах обеспечиваются относительно невысокие скорости воздуха во входной и выходной трубах ТА (40 и 65 м/с соответственно), поэтому гидравлические потери

в трубопроводах малы по сравнению с таковыми в трактах ТА и учитываются при расчете гидравлических потерь в ТА с запасом.

Один из вариантов компоновки ГТУ-ВТУ в составе модернизированного ГПА мощностью 16 МВт приведен на рис. 7.

За прототип компоновки приводной части ГПА взята компоновка ГПА-Ц-16 номинальной мощностью на муфте нагнетателя 16 МВт [12] без ВТУ. ГТУ и ВТУ имеют общую выхлопную систему, обеспечивающую смешение выхлопных газов ГТУ с воздухом, поступающим из ВТ ВТУ.

Особенностью установки является блочная структура. Все основные агрегаты расположены в отдельных блоках, что упрощает процесс сборки ГПА. Поскольку выхлопная труба вместе с ТА имеют большую массу, данные устройства устанавливают на специальные опоры.

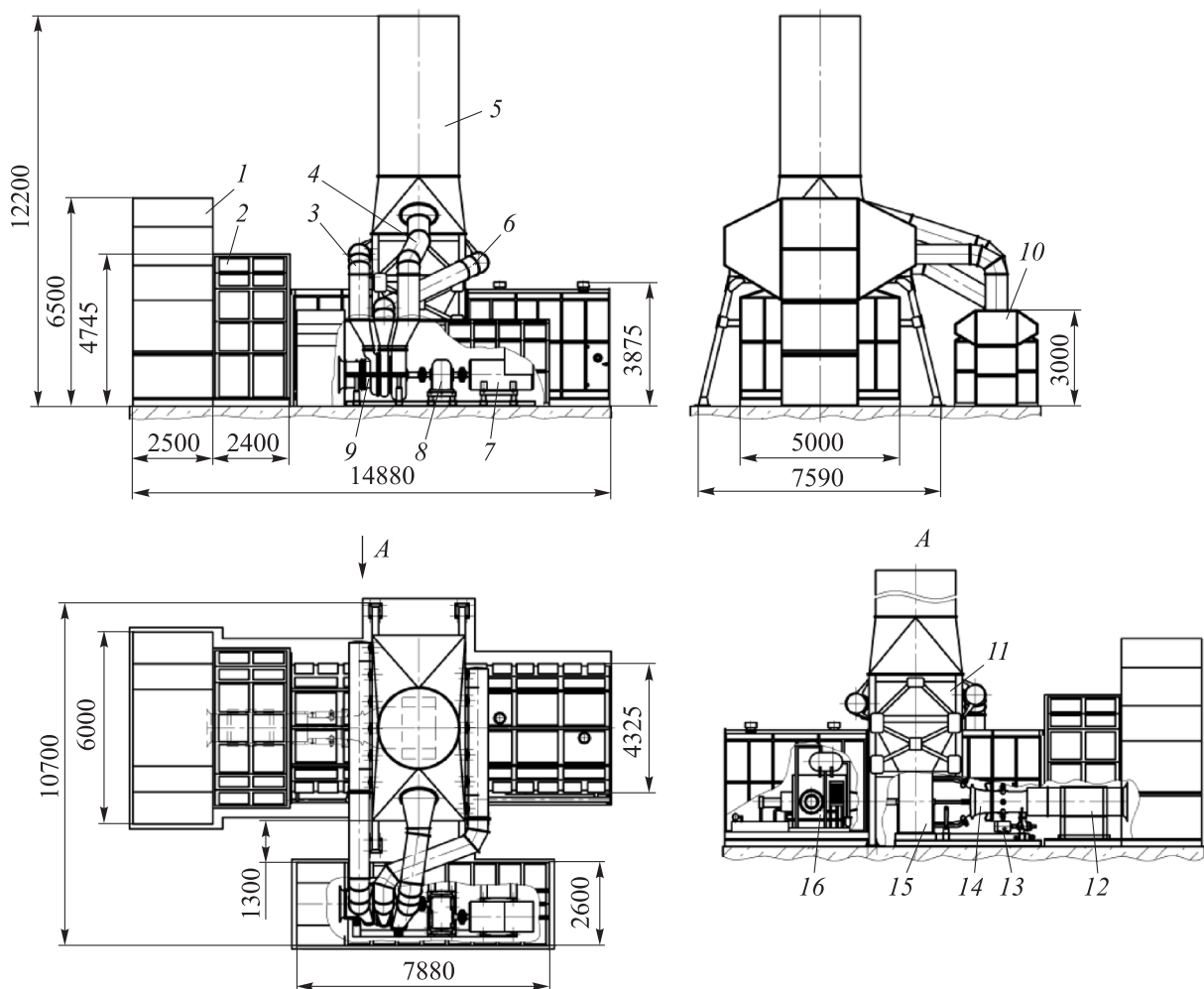


Рис. 7. Компоновка ГТУ-ВТУ:

- 1 — воздухоочистительное устройство ГТУ; 2 — промежуточный блок; 3 — входная труба ТА; 4 — выхлопная труба ВТУ; 5 — выхлопная труба ГТУ; 6 — выходная труба ТА; 7 — электрогенератор; 8 — редуктор; 9 — ВТУ; 10 — воздухоочистительное устройство ВТУ; 11 — ТА; 12 — входной патрубок ГТУ; 13 — электростартер; 14 — ГТУ; 15 — выходная улитка ГТУ; 16 — нагнетатель природного газа

Вопросы экологии. В 2015 г. в ПАО «Газпром» вступили в действие нормы выбросов вредных веществ ГТУ, обозначенные в Научно-технической политике ОАО «Газпром» до 2030 г. [2]. В соответствии с ней нормы выбросов в диапазоне рабочих режимов ГТУ по оксидам азота NO_x не должны превышать 50 мг/м^3 , а по оксиду углерода CO — не более 100 мг/м^3 .

Одним из достоинств установки ГТУ-ВТУ является наличие выхлопной системы, обеспечивающей смешение выхлопных газов ГТУ с воздухом, поступающим из ВТ ВТУ, вследствие чего при работе ВТУ достигается снижение температуры уходящих газов и концентрации вредных выбросов в атмосфере района расположения ГПА.

Проведены анализ вредных и опасных производственных факторов, возникающих при эксплуатации спроектированной установки, и расчет рассеивания вредных выбросов в районе ее расположения согласно ГОСТ 12.0.003–2015. Расчет показал, что экологический эффект от модернизации ГПА с помощью ВТУ в выполненном проекте характеризуется снижением температуры уходящих газов на 159 К и уменьшением концентрации вредных выбросов в 1,3 раза. При работе ГТУ и ВТУ в номинальном режиме максимальные приземные концентрации оксидов азота и оксида углерода не превышают их предельно-допустимые концентрации в атмосферном воздухе населенных мест.

Технико-экономическое обоснование применения ВТУ для модернизации приводных ГПА. Для ориентировочной оценки экономического эффекта от реализации проекта выполнен технико-экономический анализ, заключающийся в сравнении расчетных капитальных и эксплуатационных затрат проекта с утилизацией теплоты уходящих газов ГТУ мощностью 16 МВт для ГПА и прототипа — установки ПС-90ГП-2 такой же мощности.

Капитальные затраты включают в себя стоимость всех агрегатов установки и затраты на монтажные работы. Эксплуатационные затраты это расходы на топливо и техническое обслуживание. Редуктор и электрогенератор являются покупными агрегатами, поэтому их стоимость в расчете принята на основании действующих рыночных цен.

Для оценки стоимости ГТУ применен параметрический метод, согласно которому цену на нее рассчитывают на основании цены аналога

(ПС-90ГП-2) и его технико-экономических показателей. Согласно информации тендера, проведенного ПАО «Газпром» в 2018 г., максимальная цена аналога составляла 134 млн руб.

Стоимость нового по сравнению с прототипом узла установки — ТА — определена методом расчета по удельному затратному показателю, которым в данном случае являлась масса ТА, равная 16000 кг. Удельная стоимость спроектированного пластинчато-ребристого ТА массой 38 700 кг вычислена по стоимости регенератора ГТК-10, составляющей 38 млн руб. (по данным ПАО «Газпром»). Удельная стоимость ТА — 982 руб./кг, цена — 15,7 млн руб., себестоимость — 10,4 млн руб.

Действующего аналога ВТ ВТУ не существует, поэтому ее стоимость определена затратным методом: рассчитаны затраты на основные материалы, оценены затраты на покупные изделия, определена трудоемкость изготовления установки с использованием метода расчета по базовому узлу (в качестве него принята ВТ), вычислены основная и дополнительная заработные платы основных производственных рабочих, учтен единый социальный налог с заработной платой основных производственных рабочих по состоянию на 2019 г., оценены косвенные расходы (150 % основной заработной платы основных производственных рабочих).

Все эти составляющие образовали производственную себестоимость ВТУ, равную приблизительно 7 645 000 руб. Кроме того, учтены внепроизводственные расходы (в размере 5 % производственной себестоимости) в сумме примерно 382 000 руб. Таким образом, себестоимость ВТУ составила 8 027 000 руб.

Проектная цена ВТУ при коэффициенте рентабельности производства 1,2 равна примерно 9,6 млн руб. С учетом цены быстроходного механического редуктора фирмы Wikon (1,3 млн руб.) и синхронного электрогенератора Mess Alte (2,1 млн руб.) цена ГТУ-ВТУ составила 158,7 млн руб. При учете затрат на транспортирование и монтаж оборудования (с коэффициентом 1,2) капитальные затраты на комбинированную установку будут равны 190,4 млн руб.

Для сравнения: капитальные затраты базовой установки ПС-90ГП-2с учетом такого же коэффициента затрат составляют 160,8 млн руб. Таким образом, ГТУ-ВТУ требует от потребителя больших капитальных затрат, чем ПС-90ГП-2.

Эксплуатационные затраты определены за год эксплуатации ГТУ-ВТУ. При этом учет экономия расходов на электроэнергию при эксплуатации установки в составе компрессорной станции. Расходы на эксплуатацию установки ПС-90ГП-2 получены без учета этой экономии.

Расчеты показали, что затраты на эксплуатацию ГТУ-ВТУ (74,2 млн руб.) меньше, чем у базовой установки (76,0 млн руб.) вследствие дополнительной выработки электроэнергии с помощью ВТУ. Суммарные затраты на внедрение и эксплуатацию ГТУ-ВТУ за вычетом амортизационных отчислений станут меньше затрат базового варианта через 8 лет. Этот срок не превышает назначенный период эксплуатации проектируемой установки (12 лет), поэтому проект является экономически целесообразным. Экономический эффект за период эксплуатации проектируемой установки составит 14,8 млн руб.

Выводы

1. Для повышения коэффициента использования природного газа в действующих приводных ГТУ, уменьшения температуры уходящих газов и массовой концентрации вредных выбросов предложен вариант модернизации ГТУ для ГПА мощностью 16 МВт, составляющих основу парка ПАО «Газпром», путем включения дополнительных ВТУ и создания, таким образом, комбинированных газотурбинных установок.

2. Выполнен проект такой установки, состоящей из основной ГТУ мощностью 16 МВт и дополнительной ВТУ мощностью 1 МВт. В качестве прототипа основной ГТУ использована установка ПС-90ГП-2 производства ПАО «Авиадвигатель», созданная на базе авиационного турбовентиляторного двухконтурного двигателя ПС-90А. Параметры и конструкция спроектированной установки близки к соответствующим характеристикам прототипа.

3. Выбраны оптимальные параметры ВТУ, не имеющей действующего аналога, при которых

обеспечивается получение максимального коэффициента использования топлива (39,3 %) в ГТУ-ВТУ при приемлемых массогабаритных показателях ВТУ и ТА.

4. Конструкцию разработанной ВТУ, выполненную в традициях стационарного турбостроения, отличают простота и надежность. Основные особенности конструкции ВТ и приводимого ею компрессора в общих чертах подобны технологической газотурбинной установке ГТТ-9, выпускаемой ПАО «Дальэнергомаш». Но проточные части компрессора и турбины сконструированы под иные значения расхода рабочего воздуха, мощности, частоты вращения и др.

5. Спроектирован оригинальный по назначению, конструкции и параметрам ТА с массогабаритными показателями, допускающими его перевозку на грузовой автомобильной технике высокой проходимости. Оптимальные по массогабаритным и гидравлическим показателям параметры ТА достигнуты благодаря применению пластинчато-ребристых поверхностей ПЛР-2/ПЛР-2. Спроектированный ТА характеризуется высокой эффективностью и более высокой ремонтопригодностью по сравнению с традиционными паяно-сварными пластинчато-ребристыми теплообменниками.

6. Проведен технико-экономический анализ, заключающийся в сравнении расчетных капитальных и эксплуатационных затрат проекта с утилизацией теплоты уходящих газов ГТУ мощностью 16 МВт для ГПА и прототипа ПС-90ГП-2 такой же мощности. Расчет показал, что реализация проекта является экономически целесообразной.

7. Установлено, что экологический эффект от модернизации ГПА с помощью ВТУ в выполненном проекте характеризуется снижением температуры уходящих газов на 159 К и уменьшением концентрации вредных выбросов в 1,3 раза. При работе ГТУ и ВТУ в номинальном режиме максимальные приземные концентрации оксидов азота и оксида углерода не превышают предельно допустимые концентрации в атмосферном воздухе населенных мест.

Литература

- [1] Манушин Э.А., Мельников А.И. Применение воздушных турбинных теплоутилизующих установок для модернизации газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 7(712), с. 47–58, doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-47-58

- [2] Аналитика и исследования Ассоциации «Новые технологии газовой отрасли». Аналитический отчет. Москва, 2016, вып. 2, 11 с.
- [3] Авиагазцентр. Теплообменное оборудование. Регенераторы. URL: <http://www.aviagc.ru/data/doc/Теплообменное%20оборудование-Regeneratorу-Svodnaya%20spetsifikatsiya.pdf> (дата обращения 14 октября 2018).
- [4] Кучевасов К.П., Саженов А.Н., Тимкин Ю.И., Трубников Ю.А. Способ защиты газотурбинной установки от раскрутки силовой турбины. Патент № 2316665 РФ, 2008, бюл. № 4. 9 с.
- [5] Кондратюк В.В., Гулидов Р.В. Газотурбинные установки АО «Дальэнергомаш» для технологических агрегатов УКЛ-7. *Химическая техника*, 2017, № 4, с. 20–22.
- [6] Синхронные генераторы Меcc Alte. URL: <http://vecgroup.ru/about/partners/mecc-alte/> (дата обращения 14 августа 2019).
- [7] Механические редукторы компании Wikov. URL: <https://www.wikov.com/ru/mechanical-gearboxes> (дата обращения 14 августа 2019).
- [8] Автотвор. Контейнеровоз КамАЗ 53215. URL: https://moscow.autodvor-mpk.ru/production/konteinerovozy/konteinerovozy_1249550.html (дата обращения 17 марта 2019).
- [9] Контейнер Лизинг. Технические характеристики и размеры контейнеров. URL: http://www.contlease.ru/catalog/suhogruznye_morskie_kontejnery/tehnicheskie_harakteristiki_kontejnerov/ (дата обращения 17 марта 2019).
- [10] Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. Москва, Энергия, 1967. 224 с. (Russ. ed.: Kays W.M., London A.L. *Compact Heat Exchangers*. Malabar, Fla Krieger Pub. Co., 1998. 335 p.).
- [11] London A.L., Shah R.K. Offset Rectangular Plate-Fin Surface-Heat Transfer and Flow Friction Characteristics. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1968, vol. 90, pp. 218–228, doi: 10.1115/1.3609175
- [12] Газоперекачивающий агрегат ГПА-Ц-16. URL: <http://infoks.ru/index.php/produkty/tehnicheskaya-ucheba-material/59-gazoperekachivashchij-agregat-gpa-ts-16> (дата обращения 15 августа 2019).

References

- [1] Manushin E.A., Mel'nikov A.I. The Use of Air Turbine Heat Recovery Units for the Modernization of Gas Pumping Units with Gas Turbine Drive. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 7(712), pp. 47–58 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-47-58
- [2] Аналитика и исследования Ассоциации «Новые технологии газовой отрасли» [Analytics and research of the Association “New technologies of the gas industry”]. Analytical report. Moscow, 2016, iss. 2, 11 p.
- [3] Авиагазцентр. Теплообменное оборудование. Регенераторы [Air center. Heat exchange equipment. Regenerators]. Available at: <http://www.aviagc.ru/data/doc/Теплообменное%20оборудование-Regeneratorу-Svodnaya%20spetsifikatsiya.pdf> (accessed 14 October 2018).
- [4] Кучевасов К.П., Саженов А.Н., Тимкин Ю.И., Трубников Ю.А. Способ защиты газотурбинной установки от раскрутки силовой турбины [A method of protecting a gas turbine installation from the promotion of a power turbine]. Patent RF no. 2316665, 2008, 9 p.
- [5] Кондратюк В.В., Гулидов Р.В. Газотурбинные установки АО «Дальэнергомаш» для технологических агрегатов УКЛ-7. *Химическая техника*, 2017, no. 4, pp. 20–22 (in Russ.).
- [6] Синхронные генераторы Меcc Alte [Synchronous generators Mecc Alte]. Available at: <http://vecgroup.ru/about/partners/mecc-alte/> (accessed 14 August 2019).
- [7] Механические редукторы компании Wikov [Wikov mechanical gearboxes]. Available at: <https://www.wikov.com/ru/mechanical-gearboxes> (accessed 14 August 2019).
- [8] Автотвор. Контейнеровоз КамАЗ 53215 [Autodvor. Container ship KamAZ 53215]. Available at: https://moscow.autodvor-mpk.ru/production/konteinerovozy/konteinerovozy_1249550.html (accessed 17 March 2019).

- [9] *Konteyner Lizing. Tekhnicheskiye kharakteristiki i razmery konteynerov* [Container Leasing. Specifications and dimensions of containers]. Available at: http://www.contlease.ru/catalog/suhogruznye_morskie_kontejnery/tehnicheskie_kharakteristiki_kontejnerov/ (accessed 17 March 2019).
- [10] Kays W.M., London A.L. *Compact Heat Exchangers*. Malabar, Fla Krieger Pub. So., 1998. 335 p. (Russ. ed.: Keys V.M., London A.L. *Kompaktnyye teploobmenniki*. Moscow, Energiya publ., 1967. 224 p.).
- [11] London A.L., Shah R.K. Offset Rectangular Plate-Fin Surface-Heat Transfer and Flow Friction Characteristics. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1968, vol. 90, pp. 218–228, doi: 10.1115/1.3609175
- [12] *Gazoperekachivayushchiy agregat GPA-TS-16* [GPA-Ts-16 gas pumping unit]. Available at: <http://infoks.ru/index.php/produkty/tehnicheskaya-ucheba-material/59-gazoperekachivashchij-agregat-gpa-ts-16> (accessed 15 August 2019).

Статья поступила в редакцию 16.19.2019

Информация об авторах

МАНУШИН Эдуард Анатольевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: manushin01@yandex.ru).

МЕЛЬНИКОВ Антон Игоревич — стажер Департамента корпоративных технологий. ООО «СИМЕНС» (115093, Москва, Российская Федерация, Дубининская ул., д. 96, e-mail: melantosha@yandex.ru).

Information about the authors

MANUSHIN Eduard Anatolievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Gas Turbine and Non-Conventional Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: manushin01@yandex.ru).

MELNIKOV Anton Igorevich — Intern, Department of Corporate Technologies. OOO Siemens (115093, Moscow, Dubninskaya St., Bldg. 96, e-mail: melantosha@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Манушин Э.А., Мельников А.И. Выбор параметров и конструкции приводной ГТУ с воздушной турбинной теплоутилизирующей установкой в составе ГПА мощностью 16 МВт. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 2, с. 45–58, doi: 10.18698/0536-1044-2020-2-45-58

Please cite this article in English as:

Manushin E.A., Melnikov A.I. The Selection of Parameters and Design of an Air Turbine Unit for Flue Gas Heat Recovery of a 16 MW Gas Turbine Unit for Gas Pumping Units. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 2, pp. 45–58, doi: 10.18698/0536-1044-2020-2-45-58