



ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С ТЕХНОЛОГИЕЙ STIG НА БАЗЕ ТЕПЛОВОЙ ДИАГРАММЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА СЛОЖНОГО СОСТАВА

А. С. Даниленко, студент,
А.Э. Пожарицкий, студент,
С.В. Юрков, доцент,
ФГБОУ ВПО «Калининградский государственный
технический университет»

Выполнено численное моделирование рабочего процесса газотурбинного двигателя (ГТД), реализующего технологию прямого впрыска пара в камеру сгорания ГТД (Steam Injected in Gas Turbine – STIG) в цикле парогазовой установки (ПГУ) на базе ГТД GE 6F.03. Построены тепловые диаграммы рабочего тела газотурбинной установки (ГТУ) с переменным содержанием энергетического пара. Оптимизированы параметры тепловой схемы ПГУ на базе ГТУ-STIG.

ГТД, ГТУ, ПГУ, STIG, тепловая диаграмма

Современный этап развития теплоэнергетики характеризуется масштабным внедрением ГТУ в состав теплоэнергетических установок (ТЭУ), реализующих бинарные циклы, и главным образом циклы парогазовые. Эффективность ПГУ утилизационного типа определяется, в первую очередь, энергетической эффективностью ГТУ в их составе.

Эффективным способом форсирования мощности и повышения тепловой эффективности ГТУ является впрыск пара в газоздушный тракт ГТД, генерируемого в процессе утилизации тепла отработавших газов ГТД в котле-утилизаторе (КУ). Смесь пара с продуктами сгорания органического топлива, образующимися в камере сгорания ГТД, значительно превосходит по величине энтальпию чистых продуктов сгорания, которые используются в качестве рабочего тела в газовой турбине (ГТ) ГТУ [1].

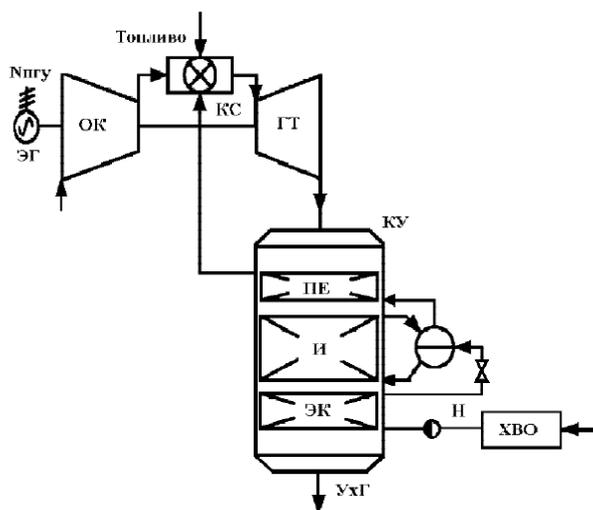
Технология STIG существует уже около 25 лет [2]. За рубежом освоено производство несколько серийных ГТУ, в которых предусмотрен ввод пара в камеру сгорания (КС). В нашей стране данная технология совершенствования ГТУ не получила достаточного распространения, несмотря на то, что подавляющее большинство ГТД в составе ПГУ энергоблоков реконструируемых и вновь строящихся ТЭЦ обладают невыдающимися показателями в части тепловой экономичности (эффективные КПД 34-36 %).

Целью настоящей работы является оценка влияния подвода пара в камеру сгорания серийного ГТД, предназначенного для работы в составе ПГУ или автономно, на основные показатели работы ГТУ и ПГУ. Следует отметить, что ГТД GE 6F.03 входит в состав ПГУ энергоблоков 110 МВт строящейся Прегольской ТЭЦ и является базовым тепловым двигателем строящихся Маяковской и Талаховской ТЭС в Калининградском регионе.

Принцип работы ГТУ-STIG, реализующей газопаровой цикл, заключается в следующем: атмосферный воздух поступает в компрессор, сжимается и подается в КС, где происходит сгорание природного газа или распыленного жидкого топлива. Обессоленная вода проходит через поверхности нагрева КУ и подается в виде слабо перегретого пара в КС. В результате этого объем рабочего тела (газопаровой смеси) перед газовой турбиной увеличивается при неизменной мощности компрессора, что приводит к повышению полезной мощности турбины. Следует отметить, что в ГТУ с впрыском пара повышается не только мощность, но и КПД установки. В частности, увеличение на 1 % объема газопаровой смеси (ГПС)

в ГТ за счет подачи пара, который генерируется в КУ, повышает электрический КПД на 2–3%, а мощность на 6–7% [3].

Упрощенная принципиальная схема ГТУ, работающей по технологии STIG, изображена на рис. 1.



В – воздух; ОК – осевой компрессор;
 КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина;
 КУ – котел - утилизатор; ЭГ – электрогенератор;
 ПЕ – пароперегреватель; И – испаритель;
 ЭК – экономайзер; ХВО – химводоочистка;
 УхГ – уходящие газы, Н – насос

Рисунок 1 – Упрощенная тепловая схема ГТУ-STIG

Методика расчета базируется на алгоритме определения параметров газовой турбины, работающей по циклу Брайтона [4].

В соответствии с поставленной задачей исследования влияния технологии STIG на цикл парогазовой установки в первую очередь должен быть установлен баланс массовых потоков компонентов рабочего тела в камере сгорания ГТУ.

Подача пара осуществляется в КС ГТУ. Расчетная схема массовых потоков рабочих тел в КС изображена на рис. 2.

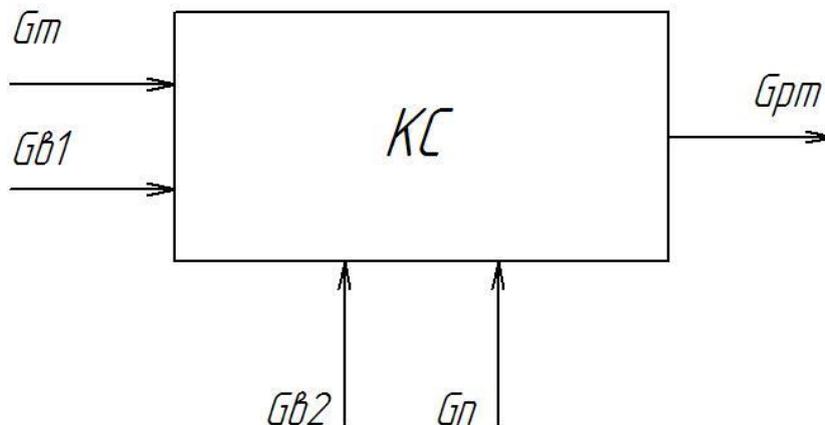


Рисунок 2 – Расчетная схема массовых потоков рабочих тел в КС:

G_T – расход топлива; G_{B1} – расход первичного воздуха; G_{B2} – расход вторичного воздуха;
 G_{II} – расход пара; $G_{пр}$ – расход рабочего тела

Количество пара, вводимого в КС, рассчитывается от общего количества воздуха, проходящего через компрессор. Оптимальное значение вводимого в КС пара на данном этапе неизвестно, поэтому расчет производится для разных долей пара d , зависящих от расхода вторичного воздуха. Значения d принимаются в диапазоне от 0,1 до 0,5. Дальнейшее увеличение доли пара нецелесообразно в связи с тем, что на генерацию такого количества пара количества теплоты, утилизируемого в КУ, оказывается недостаточно. В зависимости от режимов работы ГТУ и экологических показателей в продуктах горения рассматриваются три режима горения топлива: при расчетном, пониженном и повышенном коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 1$, $\alpha = 1,05$, $\alpha = 1,1$).

Задаваясь теплоемкостью уходящих газов c_p , теплоемкостью пара $c_{п}$, температурой воздуха на выходе из компрессора T_2 , температурой рабочего тела на входе в ГТ T_3 , температурой рабочего тела на выходе из ГТ T_4 , а также значением КПД ГТУ при работе по циклу Брайтона $\eta_{гту}$, в первом приближении определяем текущее КПД ГТУ при разной массовой доле вводимого пара:

$$\eta = \frac{c_p}{c_p + d \cdot c_{п}} \cdot \eta_{гту} + \frac{d \cdot c_{п}}{c_p + d \cdot c_{п}} \cdot \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_2}, \quad (1)$$

и абсолютный расход пара:

$$G_{п} = G_{в} \cdot d \quad (2)$$

Построение тепловой диаграммы для рабочего тела сложного состава сводится к определению состава и термодинамических свойств газопаровой смеси для ГТУ. Это необходимо для уточнения параметров ГТУ.

Энтальпия газопаровой смеси рассчитывается с учетом массовых долей и удельных энтальпий каждого компонента, входящего в смесь. Расчет производится для смесей при разных коэффициентах избытка воздуха и при разных долях вводимого пара (в дальнейшем а) в диапазоне температур от 100 °С до 2000 °С. По результатам расчета построены графики зависимости удельной энтальпии смеси сложного состава от температуры при разных долях вводимого пара и разных коэффициентах избытка воздуха, представленные на рис. 3.

На основании полученных данных можно заключить, что удельная энтальпия смеси растет при увеличении доли вводимого в камеру сгорания пара. Также видно, что при изменении коэффициента избытка воздуха α энтальпия смеси незначительно изменяется (с увеличением α удельная энтальпия смеси уменьшается).

Полученные данные позволяют построить универсальные зависимости, позволяющие описать характер изменения энтальпии в виде полиномов третьей степени:

$$i = A \cdot T^3 + B \cdot T^2 + C \cdot T + D, \quad (3)$$

где i – удельная энтальпия, T – температура, A , B , C , D – коэффициенты.

Уточнение параметров ГТУ выполняется с использованием тепловой диаграммы ГПС. Расчет сводится к определению конечных параметров ТЭУ и включает в себя определение энтальпий, температур в узловых точках тепловой схемы (рис. 4), а также определение действительной работы расширения смеси в тракте газовой турбины.

Расчет производится при переменных значениях α и d .

Полная энтальпия продуктов горения:

$$I_{пг} = G_{пг} \cdot i_{пг2080} \quad (4)$$

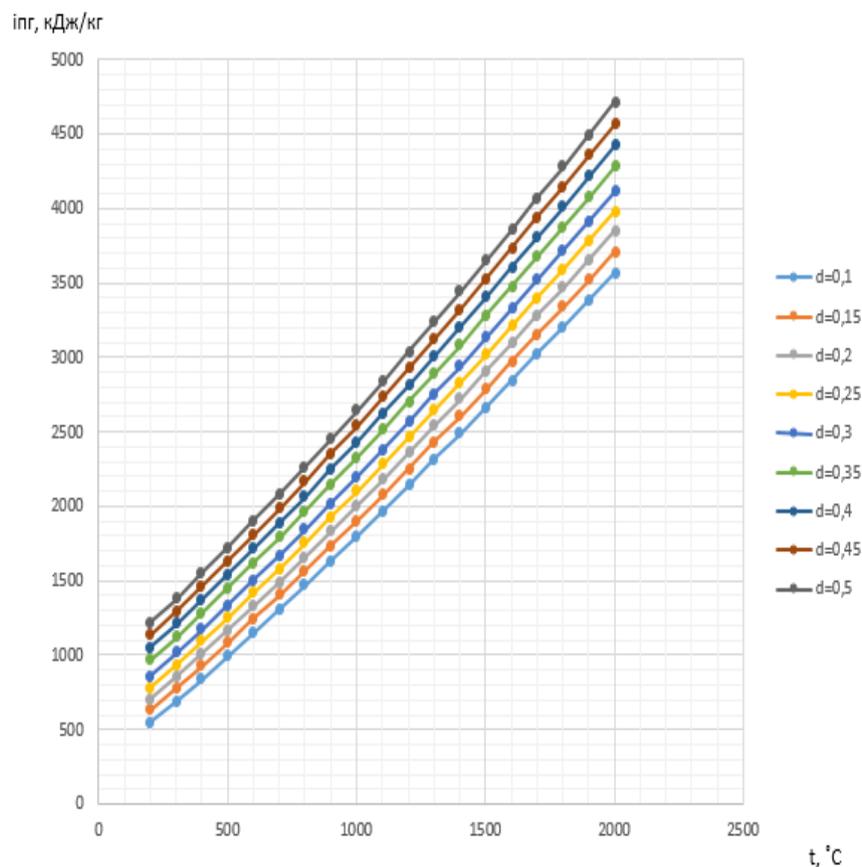


Рисунок 3 – Зависимость удельной энтальпии ГПС от температуры при различных долях вводимого пара при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$

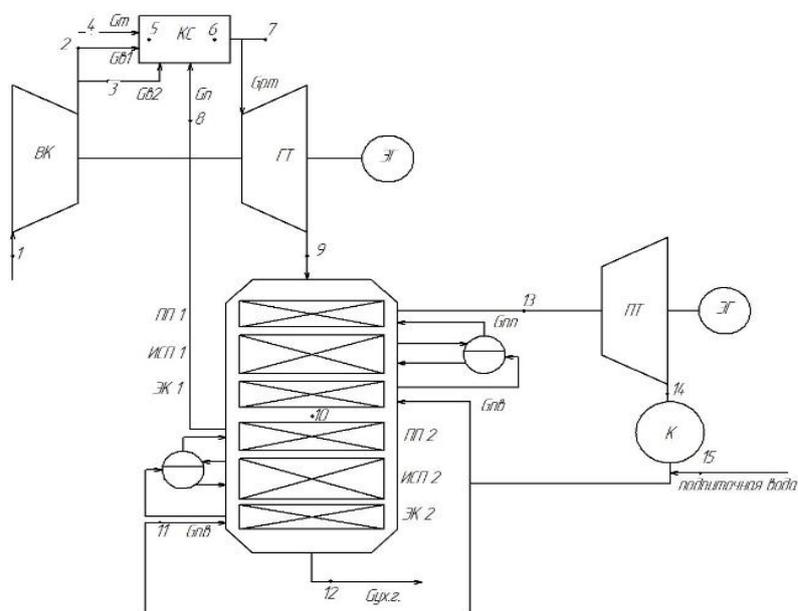


Рисунок 4 – Структурная схема ТЭУ с подачей пара энергетического пара в КС ГТУ:
 1– воздух на входе в воздушный компрессор; 2– первичный воздух на входе в КС;
 3– вторичный воздух на входе в КС; 4– топливо на входе в КС; 5– продукты горения в КС;
 6– рабочее тело; в КС 7– рабочее тело на входе в ГТ; 8– пар в КС;
 9– рабочее тело на выходе из ГТ; 10– рабочее тело после контура ВД в КУ;
 11– питательная вода; 12– уходящие газы; 13 – пар на входе в ПТ; 14 – пар на выходе из ПТ 15– подпиточная вода

Полная энтальпия вторичного воздуха:

$$I_B = G_{B_2} \cdot I_{B_{400}}. \quad (5)$$

Полная энтальпия пара, вводимого в камеру сгорания:

$$I_{II} = G_{II} \cdot i_{II_{200}}. \quad (6)$$

Удельная энтальпия смеси перед газовой турбиной:

$$i_{см7} = \frac{I_{II} + I_B + I_{II}}{G_{ГТ}}. \quad (7)$$

Газовая постоянная смеси:

$$R_{см} = m_{CO_2} \cdot R_{CO_2} + m_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + m_{N_2} \cdot R_{N_2} + m_{O_2} \cdot R_{O_2}. \quad (8)$$

Изобарная теплоемкость смеси:

$$C_{p_{смеси}} = \frac{i_{см7}}{T_{см7}}. \quad (9)$$

Изохорная теплоемкость смеси:

$$C_{v_{смеси}} = C_{p_{смеси}} - R_{см} \quad (10)$$

Работа адиабатического расширения смеси:

$$L_{см} = \frac{k}{k-1} \cdot R_{см} \cdot (T_{см7} + 273,15) \cdot \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{1}}\right) \quad (11)$$

Действительная работа расширения смеси:

$$L_{смд} = L_{см} \cdot \eta \quad (12)$$

Мощность турбины:

$$N_T = L_{смд} \cdot G_{ГТ} \quad (13)$$

Энтальпия смеси за турбиной при реальном расширении:

$$i_{см9} = i_{см7} - L_{смд} \quad (14)$$

Таблица 1 – Зависимость мощности турбины от доли вводимого пара при разных α

Мощность турбины									
a	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
a = 1	164975	166417	167786	169107	170364	171569	172712	173823	174888
a = 1,05	164798	166293	167726	169101	170429	171699	172924	174098	175251
a = 1,1	164282	165855	167309	168761	170136	171476	172780	174026	175235

В связи с увеличением работы расширения смеси и снижением мощности, затрачиваемой компрессором на сжатие воздуха, эффективная мощность турбины растет, что недопус-

тимо в связи с ограничениями, обусловленными конструктивными особенностями газовой турбины. Таким образом, для удержания эффективной мощности турбины на расчетном уровне необходимо снижать расход топлива.

Для этого фиксируем эффективную мощность ГТУ на уровне, соответствующем номинальному режиму, и выполняем расчеты мощности газовой турбины во втором приближении. Полученные значения приведены в табл. 2.

Методом последовательных приближений определяется расход топлива G_t' , удовлетворяющий условию $Ne_{const} = 83084$ кВт для каждого из вариантов.

Таблица 2 – Уточненные значения мощности турбины от доли вводимого пара при разных α

Мощность турбины									
a	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
a=1	152490	147409	142779	138526	134611	130968	127622	124480	121540
a=1,05	152628	147494	142816	138529	134578	130929	127538	124382	121424
a=1,1	153030	147797	143072	138716	134723	131027	127595	124407	121428

Таблица 3 – Уточненные расходы топлива

Мощность турбины									
a	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
a=1	4,192	4,018	3,86	3,715	3,584	3,463	3,352	3,248	3,152
a=1,05	4,201	4,023	3,862	3,716	3,582	3,459	3,345	3,240	3,143
a=1,1	4,225	4,042	3,879	3,728	3,592	3,466	3,350	3,242	3,143

Как видно из табл. 3, на совершение той же полезной работы расход топлива уменьшается с увеличением расхода впрыскиваемого пара.

Доля вводимого в камеру сгорания пара существенно влияет на расход рабочего тела, что наглядно проиллюстрировано на рис. 5 в виде зависимостей изменения расходов каждого из компонентов рабочего тела ГТ, а также мощности компрессора и общей мощности турбины в зависимости от доли вводимого пара.

Стоит заметить, что с ростом доли вводимого в камеру сгорания пара изменяется не только удельный расход топлива, но и параметры рабочего тела перед турбиной, температура рабочего тела падает, из-за чего снижается термическая напряженность деталей турбины, что в конечном итоге приводит к более надежному режиму эксплуатации ГТУ, а энтальпия смеси перед турбиной растет.

После выхода из проточной части газовой турбины ГПС направляется в котел-утилизатор, где остаточная теплота используется для генерации пара как для производства пара, подаваемого в КС, так и на паротурбинную установку ПГУ.

Таким образом, принципиально важным этапом решения задачи оптимизации рабочих параметров ПГУ является расчет характеристик котла-утилизатора в зависимости от состава ГПС (d и α) как теплоносителя КУ.

Котел-утилизатор принимается двухконтурным. Первый контур предназначен для генерации пара на паротурбинную установку, а второй – для генерации пара, впрыскиваемого в камеру сгорания газовой турбины.

Паропроизводительность определяется не только в зависимости от состава ГПС, но и для разных параметров пара, генерируемого для утилизационной паровой турбины.

В связи с тем, что воздух обладает низкой теплоемкостью относительно других компонентов рабочего тела, очевидно, что при увеличении коэффициента избытка воздуха полная энтальпия смеси снижается. Поэтому в дальнейших расчетах принимается коэффициент воздуха, равный $\alpha = 1.0$.

На рис. 6 нерабочей обозначена зона, где доля вводимого пара становится настолько высокой, что тепловой мощности котла-утилизатора не хватает на выработку такого количества пара.

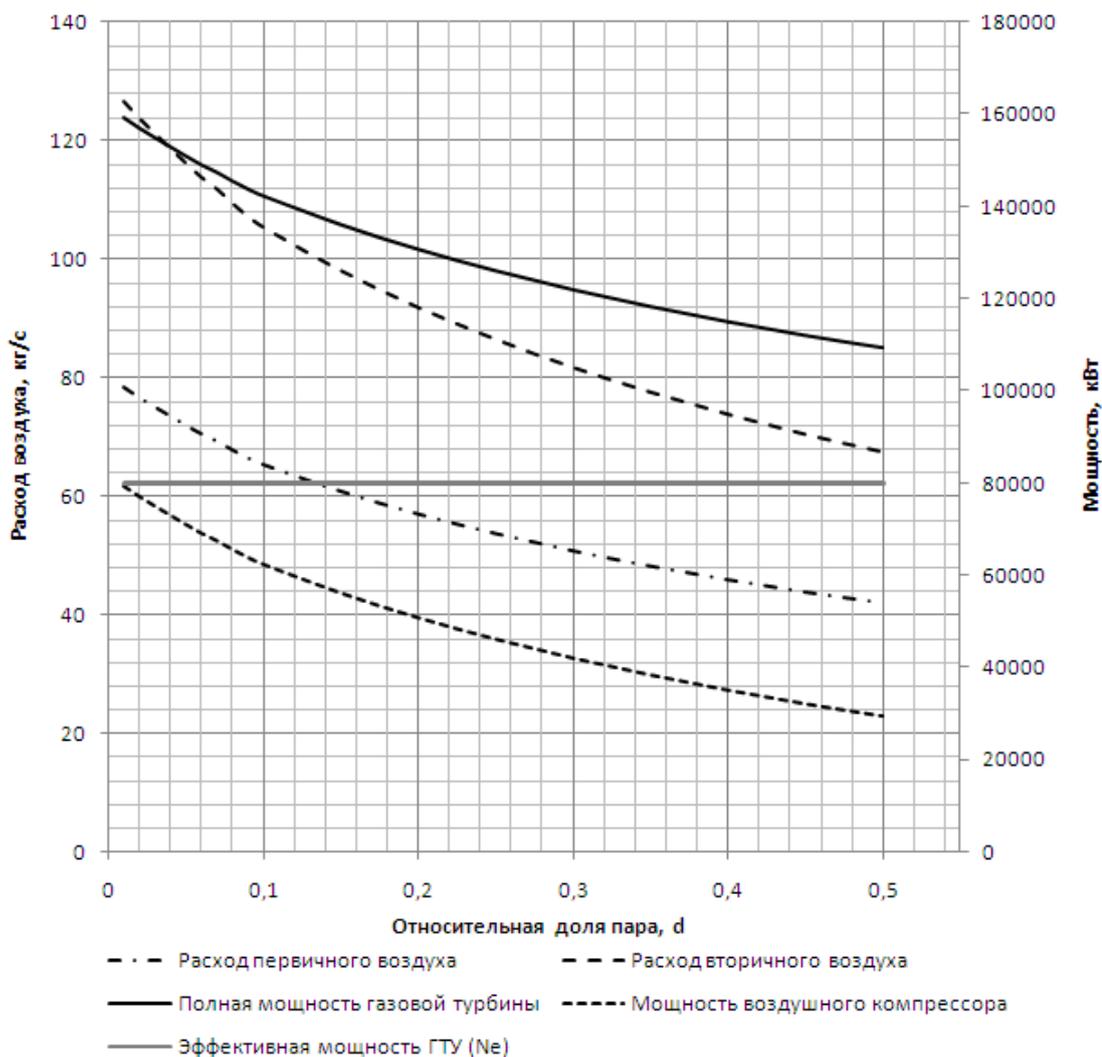


Рисунок 5 – Графики зависимости изменения расхода воздуха и мощности компонентов ГТУ от доли вводимого пара при $\alpha = 1$

Таблица 4 – Данные, полученные после расчета КУ

Параметры	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
Q _{ку} , кДж	138437	129012	120468	112677	105562	99024	93002	87408	82228
G _{снп} , кг/с	51,07	47,6	44,44	41,57	38,94	36,53	34,31	32,25	30,34
G _{п_ост} , кг/с	39,35	30,74	22,86	15,6	8,88	2,64	-3,17	-8,62	-13,73
Q _{кс} , кДж	31775	45675	58506	70400	81487	91858	101608	110782	119452
I _{гпс10} , кДж/кг	598,81	757,19	915,72	1074,16	1232,6	1391,03	1249,5	1707,94	1866,27
Q _{пгу} , кДж	102214	80061	59646	40778	23262	6936	-8340	-22683	-37223

Таблица 5 – Значения КПД ПГУ при давлении 4 МПа и температуре 450 °С

4 МПа T = 450C									
Параметры	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
G _п , кг/с	31,52	24,69	18,39	12,57	7,17	2,14	-2,57	-6,99	-11,48
G _п , т/ч	113,46	88,87	66,21	45,26	25,82	7,7	-9,26	-25,18	-41,32
КПД ПГУ	0,54	0,53	0,52	0,51	0,5	0,49	0,48	0,47	0,46

Таблица 6 – Значения КПД ПГУ при давлении 6,6 МПа и температуре 505 °С

6,6МПа T = 505С									
Параметры	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
Гп, кг/с	30,62	23,99	17,87	12,22	6,97	2,08	-2,5	-6,8	-11,15
Гп, т/ч	110,24	86,35	64,33	43,98	25,09	7,48	-9	-24,46	-40,15
КПДПГУ	0,56	0,55	0,53	0,52	0,51	0,49	0,48	0,47	0,45

Таблица 7 – Значения КПД ПГУ при давлении 9 МПа и температуре 535 °С

9МПа T = 535С									
Параметры	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
Гп, кг/с	30,22	23,67	17,63	12,06	6,88	2,05	-2,47	-6,71	-11
Гп, т/ч	108,79	85,21	63,48	43,4	24,76	7,38	-8,88	-24,14	-39,62
КПДПГУ	0,57	0,56	0,54	0,53	0,51	0,49	0,48	0,46	0,45

Таблица 8 – Значения КПД ПГУ при давлении 13 МПа и температуре 565 °С

13МПа T = 565С									
Параметры	d = 0.1	d = 0.15	d = 0.2	d = 0.25	d = 0.3	d = 0.35	d = 0.4	d = 0.45	d = 0.5
Гп, кг/с	29,94	23,45	17,47	11,94	6,81	2,03	-2,44	-6,64	-10,9
Гп, т/ч	107,77	84,41	62,89	42,99	24,53	7,31	-8,79	-23,92	-39,25
КПДПГУ	0,58	0,56	0,55	0,53	0,51	0,5	0,48	0,46	0,44

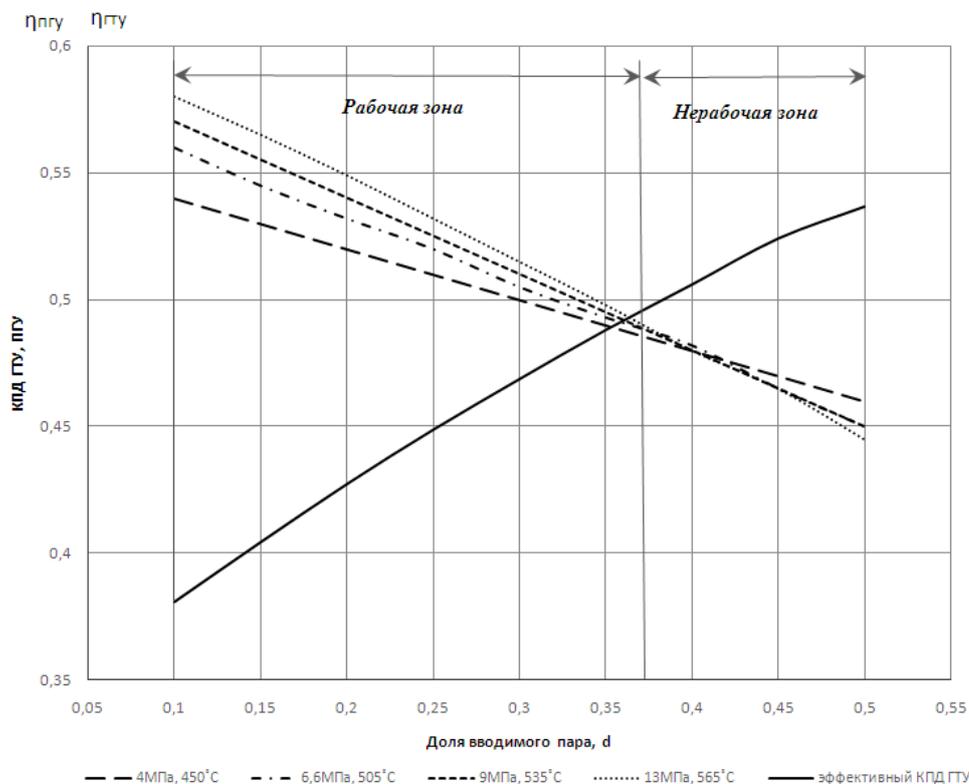


Рисунок 6 – График зависимости эффективного КПД ГТУ и КПД ПГУ от доли вводимого пара d при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$

На основании полученных данных и графических зависимостей можно заключить, что с ростом доли вводимого пара эффективный КПД ГТУ растет, однако паропроизводительность котла-утилизатора падает, а также падает КПД ПГУ. Также видно, что КПД ПГУ за-

висит не только от состава рабочей смеси газовой турбины, но и от параметров генерируемого в котле-утилизаторе пара.

Таким образом, наиболее рациональным вариантом является выбор доли вводимого в КС пара, равной 10% от расхода вторичного воздуха, а параметры пара на ПТУ – максимально высокие с учетом существующего типоразмерного ряда турбин.

Согласно данным с официального сайта General Electric, предельно достижимые значения КПД ПГУ с ГТУ данного типа составляет 56%. Таким образом, в качестве оптимальных параметров для ПГУ следует принять расход пара, равный 10% от номинального расхода воздуха в цикле ГТУ; параметры генерируемого пара для утилизационной паротурбинной установки при давлении 13МПа, температуре 565°C и коэффициенте избытка воздуха, равном $\alpha = 1$, что соответствует КПД ПГУ 0,578, а выигрыш в КПД составляет 1,8%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловые и атомные электрические станции: учебник / Л.С. Стерман; авт.: Лавыгин В.М., Тишин С.Г. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2008. – 464 с.
2. Буров, В.Д. Тепловые электрические станции: учебник / В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров.; ред.: Лавыгин В.М., Седлов А.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : МЭИ, 2007. – 465 с.
3. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособие / С.В. Цанев; авт.: Буров В.Д., Ремезов А.Н. – 3-е изд., стер. – Москва: МЭИ, 2009. – 579 с.
4. Беляев, В.Е. Газотурбинные установки с энергетическим впрыском пара / В.Е. Беляев, А.П. Маркелов // Газотурбинные технологии. – 2002. – С. 20–24.

OPTIMIZATION OF TURBINE OPERATION OF GAS TURBINE WITH STIG TECHNOLOGY ON THE BASIS OF THERMAL DIAGRAM OF COMPLEX WORKING MASS.

A.S. Danilenko, student
A.E. Pozhritskiy, student
S.V. Yurkov, Associate Professor
fyeah29@gmail.com
Kaliningrad State Technical University

Numerical modeling of operation of GT-STIG has been done in combined cycle based on GT GE 6F.03. Thermal diagrams of GT complex working mass with variable level of live steam have been created. Optimization of combined cycle parameters has been done on the basis of GT-STIG.

GT, CCGT, STIG, gas turbine, thermal diagram