

Санкт-Петербургский Государственный Политехнический университет

Институт энергетики и транспортных систем

Кафедра Турбины, гидромашины и авиационные двигатели

Лыков А.В.

Расчет тепловой схемы парогазовой установки
на базе ГТУ Taurus 60 S в программе GateCycle

Статья

2013

Введение

Рациональное использование топливных ресурсов страны и повышение экономичности энергетического оборудования — важнейшая задача, которую необходимо решать особенно интенсивно в современных условиях. Распоряжением Правительства России №1715-р от 13.11.2009 г была принята «Энергетическая стратегия России на период до 2030 г.» [1]. При этом энергосбережение и энергоэффективность являются одними из важнейших направлений.

На компрессорных станция (КС) единой системы газоснабжения России эксплуатируются более 3200 газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Теплота выхлопных газов газотурбинных установок (ГТУ) может быть использована в комбинированных парогазовых установках (ПГУ) для выработки электроэнергии. Полученная электроэнергия может использоваться на собственные нужды КС или другими находящимися по близости промышленными и гражданскими объектами. Решаются сразу две важные задачи: утилизация тепла уходящих газов ГТУ и обеспечение КС электроэнергией собственных нужд.

Обладая высокими технико-экономическими показателями, ПГУ имеют сложную технологическую схему. Выполнение расчетов тепловых схем ПГУ — задача довольно трудоемкая, что приводит к необходимости расчета ПГУ и ее элементов с использованием ЭВМ.

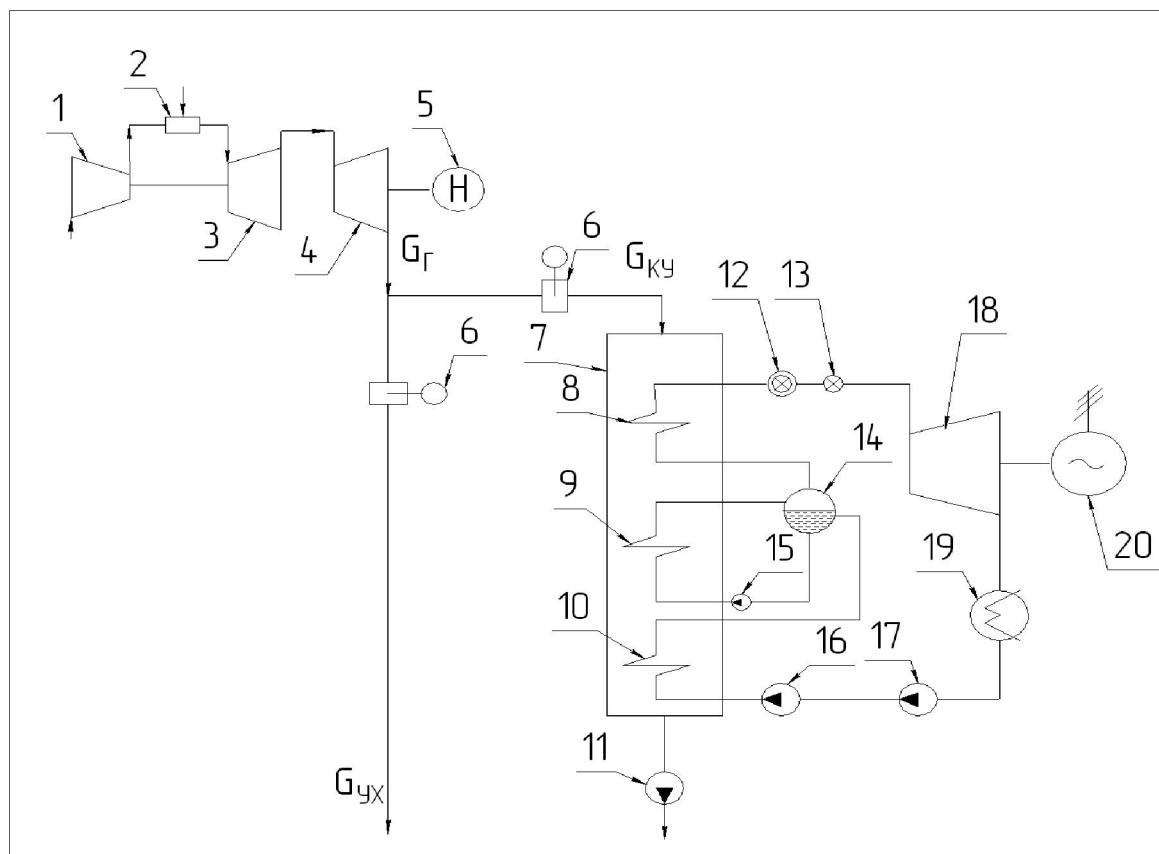
Постановка задачи

Целями данной статьи является:

- расчет тепловой схемы ПГУ на базе ГТУ Taurus 60 s аналитическим методом;
- расчет тепловой схемы ПГУ на базе ГТУ Taurus 60 s с помощью программы GateCycle;
- сравнение результатов расчета тепловой схемы ПГУ на базе ГТУ Taurus 60 s аналитическим методом с результатами расчета в программе GateCycle.

Описание тепловой схемы ПГУ

Существуют ПГУ с одноконтурными, двухконтурными и трехконтурными КУ. Выбрана ПГУ с одноконтурным КУ. Тепловая схема такой ПГУ проста в эксплуатации и характеризуется низкими удельными вложениями. Предполагается направлять в КУ лишь часть выхлопных газов ГТУ, обеспечивающая выработку паровой турбиной (ПТ) требуемой мощности. Тепловая схема ПГУ представлена на рис. 1.



1- компрессор; 2-камера сгорания; 3- компрессорная турбина; 4-силовая турбина; 5-нагнетатель; 6- шиберная заслонка; 7- КУ; 8-пароперегреватель; 9-испаритель; 10-экономайзер; 11-дымосос; 12-стопорный клапан;13-регулирующий клапан; 14-барaban; 15- циркуляционный насос; 16-питательный насос; 17-конденсатный насос; 18-ПТ; 19-конденсатор; 20-электрогенератор

Рис.1. Тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ

Часть выхлопных газов ГТУ (G_{Γ}) поступает в КУ ($G_{\text{ку}}$), а другая часть направляется в атмосферу ($G_{\text{ух}}$). Расход выхлопных газов $G_{\text{ку}}$ регулируется шиберными заслонками 6. Пар из КУ через стопорный клапан 12 и регулирующий клапан 13 поступает в ПТ 18, где он расширяется. ПТ 18

приводит в действие электрический генератор 20. После ПТ пар направляется в конденсатор 19, где он охлаждается и конденсируется. Далее конденсат поступает в конденсатный насос 17 и после в питательный насос 16. Питательная вода после насоса 16 поступает в экономайзер 10, затем в барабан 14. Из барабана 14 питательная вода через циркуляционный насос 15 поступает в испаритель 9, где она испаряется и превращается в пар. Сухой насыщенный пар из барабана 14 направляется в пароперегреватель 8. Из пароперегревателя 8 пар подается через стопорный клапан 12 и регулирующий клапан 13 в турбину 18 и цикл ПТ замыкается.

Исходные данные для проведения расчетов

Для теплового расчета должны быть заданы давление пара в контурах, значение температурных напоров за экономайзером (так называемые «пинч-пойнты»), температура питательной воды [2, 3].

Для выбранной тепловой схемы на рис. 2 представлена Q, T-диаграмма теплообмена между выхлопными газами ГТУ и пароводяным рабочим телом.

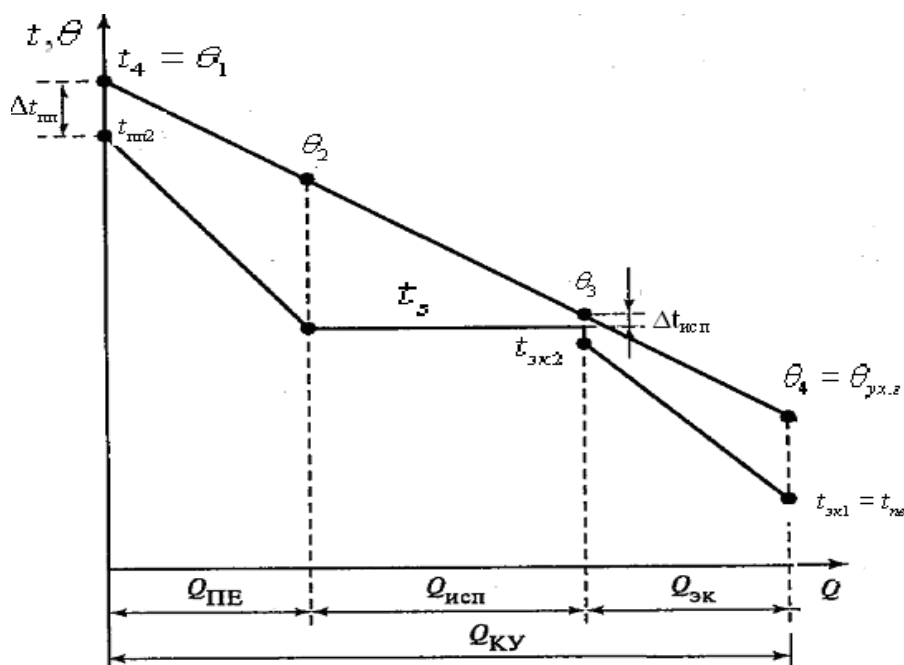


Рис. 2. Q, T-диаграмма теплообмена в КУ ПГУ

Минимальный температурный напор имеет место на конце испарительных поверхностей нагрева: $\Delta t_{\text{исп}} = \theta_3 - t_{\text{эк}2} = 8 - 10^\circ\text{C}$, а

соответствующая разница температур — на горячем конце пароперегревателя $\Delta t_{\text{пп}} = \theta_1 - t_{\text{пп}2} = 20 - 40^\circ\text{C}$. Во избежание коррозионного износа температуру конденсата на входе в КУ $t_{\text{пв}}$ поддерживают на уровне 50—60 °С при сжигании природного газа и не ниже 110°С при переходе на жидкое газотурбинное топливо в ГТУ.

Исходные данные для проведения расчетов ПГУ представлены в таблице 1.

Таблица 1

Параметр	Значение
Эффективная мощность ГТУ N_e , кВт	5740
Температура выхлопных газов за ГТУ t_4 при температуре окружающей среды [4, 5]: $t_a = 15^\circ\text{C}$.	510
Расход выхлопных газов G_r , кг/ч (кг/с) при температуре окружающей среды $t_a = 15^\circ\text{C}$ [4, 5]:	77880 (21,63);
Расход топливного газа V_r , кг/ч (кг/с)	1280 (0,36)
Расход воздуха на входе в компрессор ГТУ G_b , кг/ч (кг/с)	76600 (21,28)
Давление пара P_0 , бар	68
Давление в конденсаторе P_k , бар	1,1
Температура питательной воды $t_{\text{пв}}$, °С	60
Относительный внутренний КПД ПТ η_{oi}	0,76
Механический КПД ПТ η_m	0,99
КПД редуктора $\eta_{\text{ред}}$	0,96
КПД электрического генератора η_g	0,97
Относительные потери давления по пароводяному тракту КУ: -в трубопроводе между котлом и турбиной -в пароперегревателе -в испарителе -в экономайзере	0,01 (принято) 0,1 (принято) 0,1 (принято) 0,1 (принято)
Снижение температуры пара в трубопроводе между КУ и ПТ $\Delta t_{\text{ку-пт}}$, °С	3 (принято)
Температурный напор между паром и выхлопными газами на горячем конце пароперегревателя $\Delta t_{\text{пп}}$, °С	30 (принято)
Минимальный температурный напор в КУ на холодном конце испарителя $\Delta t_{\text{исп}}$, °С	15 (принято)

Расчет тепловой схемы ПГУ аналитическим методом

1. Давление пара за пароперегревателем (ПП):

$$p_{nn} = \frac{p_0}{1 - \xi_{\text{ПТ_КУ}}} = \frac{68}{1 - 0,01} = 68,7 \text{ бар} , \quad (1)$$

где p_0 - давление на входе в турбину,

$\xi_{\text{ПТ_КУ}} = 0,01$ - коэффициент характеризующий потери давления в трубопроводе между КУ и ПТ.

2. Температура пара на выходе из ПП:

$$t_{nn2} = \theta_1 - \Delta t_{\text{пп}} = 510 - 30 = 480 \text{ }^\circ\text{C} , \quad (2)$$

где θ_1 - температура дымовых газов на входе в КУ, $\Delta t_{\text{пп}}$ - температурный напор между паром и выхлопными газами на горячем конце ПП.

3. Энтальпия пара на выходе из ПП:

$$h_{nn2} = f(p_{nn}, t_{nn2}) = f(68,7 \text{ бар} , 480 \text{ }^\circ\text{C}) = 3364 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} . \quad (3)$$

4. Давление пара на выходе из барабана:

$$p_{\bar{o}} = \frac{p_0}{1 - \xi_{\text{ПТ_КУ}} - \xi_{\text{пп}}} = \frac{68}{1 - 0,01 - 0,1} = 76,4 \text{ бар} , \quad (4)$$

где $\xi_{\text{пп}} = 0,1$ - коэффициент характеризующий потери давления в ПП.

5. Температура насыщенного пара:

$$t_s = f(p_{\bar{o}}) = f(76,4 \text{ бар}) = 291,8 \text{ }^\circ\text{C} . \quad (5)$$

6. Температура дымовых газов на выходе из испарителя:

$$\theta_3 = t_s + \Delta t_{\text{исп}} = 291,8 + 15 = 306,8 \text{ }^\circ\text{C} , \quad (6)$$

где $\Delta t_{\text{исп}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ - минимальный температурный напор в КУ на холодном конце испарителя.

7. Энтальпия дымовых газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 3$ по таблице представленной в [6]:

$$h_{23} = f(\alpha, \theta_3) = f(3, 306,8) = 322 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} . \quad (7)$$

8. Температура воды на выходе из экономайзера:

$$t_{\text{эк}2} = t_s - \Delta t_{\text{эк}} = 291,8 - 10 = 281,8 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (8)$$

где $\Delta t_{\text{эк}} = 10^\circ\text{C}$ - недогрев воды до температуры кипения в экономайзере.

9. Давление пара на входе в испаритель:

$$p_{\text{вх исп}} = \frac{p_0}{1 - \xi_{\text{ПТ_КУ}} - \xi_{\text{нп}} - \xi_{\text{исп}}} = \frac{68}{1 - 0,01 - 0,1 - 0,1} = 86,1 \text{ бар}, \quad (9)$$

где $\xi_{\text{исп}} = 0,1$ - коэффициент характеризующий потери давления в испарителе.

10. Энтальпия воды на входе в испаритель:

$$h_{\text{исп}1} = f(p_{\text{вх исп}}, t_{\text{эк}2}) = (86,1 \text{ бар}, 281,8^\circ\text{C}) = 1245 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (10)$$

11. Энтальпия воды на выходе из экономайзера:

$$h_{\text{эк}2} = h_{\text{исп}1} = 1245 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (11)$$

12. Расход пара:

$$G_n = \frac{G_{\text{КУ}} \cdot (h_{21} - h_{23}) \cdot \varphi}{(h_{\text{нп}2} - h_{\text{исп}1})} = \frac{21,3 \cdot (540 - 322) \cdot 0,995}{3364 - 1245} = 2,2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (12)$$

где $G_{\text{КУ}}$ - расход выхлопных газов направляемых в КУ,

$\varphi = 0,995$ - коэффициент сохранения теплоты в КУ.

13. Энтальпия насыщенного пара:

$$h''_{\text{сп}} = f(t_s) = f(291,8^\circ\text{C}) = 2764 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (13)$$

14. Давление воды за питательным насосом:

$$p_{2\text{ПН}} = \frac{p_0}{1 - \xi_{\text{ПТ_КУ}} - \xi_{\text{нп}} - \xi_{\text{исп}} - \xi_{\text{эк}}} = \frac{68}{1 - 0,01 - 0,1 - 0,1 - 0,1} = 98,6 \text{ бар}, \quad (14)$$

где $\xi_{\text{эк}} = 0,1$ - коэффициент характеризующий потери давления питательной воды в экономайзере.

15. Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер:

$$h_{\text{эк}1} = f(p_{2\text{ПН}}, t_{\text{нп}}) = f(98,6 \text{ бар}, 60^\circ\text{C}) = 259 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (15)$$

16. Энтальпия дымовых газов на выходе из КУ:

$$h_{\text{yx.г}} = h_3 - \frac{(h_{\text{эк2}} - h_{\text{эк1}}) \cdot G_n}{G_2 \cdot \varphi} = 322 - \frac{(1245 - 259) \cdot 2,2}{21,3 \cdot 0,995} = 220 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (16)$$

17. Температура дымовых газов на выходе из КУ по таблице представленной в [6]:

$$\theta_4 = \theta_{\text{yx.г}} = f(\alpha, h_{\text{yx.г}}) = f(3, 220 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}) = 212 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (17)$$

18. Давление конденсата на входе в питательный насос (ПН):

$$p_{1\text{ПН}} = p_K \cdot (1 - \xi_K) = 1,1 \cdot (1 - 0,01) = 1,089 \text{ бар}, \quad (18)$$

где $\xi_K = 0,01$ - коэффициент характеризующий потери давления конденсата в от конденсатора до ПН.

19. Энтальпия конденсата на входе в ПН:

$$h_{1\text{ПН}} = f(p_{1\text{ПН}}, t_{\text{нс}}) = f(1,089 \text{ бар}, 60^\circ\text{C}) = 251 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (19)$$

20. Энтальпия питательной воды на выходе из ПН:

$$h_{2\text{ПН}} = h_{\text{эк1}} = 259 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (20)$$

21. Повышение энтальпии воды в ПН:

$$H_{\text{ПН}} = h_{2\text{ПН}} - h_{1\text{ПН}} = 259 - 251 = 8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (21)$$

22. Мощность электропривода ПН:

$$N_{\text{ПН}} = \frac{G_n \cdot H_{\text{ПН}}}{\eta_{\text{ПН}}} = \frac{2,2 \cdot 8}{0,85} = 20,7 \text{ кВт} \quad (22)$$

23. Энтальпия насыщенного пара на входе в испаритель:

$$h_{1\text{ин}} = h_{\text{sn}}'' = 2764 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (23)$$

24. Теплота воспринятая паром в ПП:

$$Q_{\text{ин}} = G_n \cdot (h_{\text{ин2}} - h_{\text{ин1}}) = 2,2 \cdot (3364 - 2764) = 1320 \text{ кВт}. \quad (24)$$

25. Энтальпия дымовых газов на входе в КУ:

$$h_1 = f(\alpha, t_4) = f(3, 510^\circ\text{C}) = 546 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (25)$$

26. Энтальпия дымовых газов после ПП:

$$h_2 = h_1 - \frac{Q_{nn}}{G_2 \cdot \varphi} = 546 - \frac{1320}{21,3 \cdot 0,995} = 484 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (26)$$

27. Температура дымовых газов после ПП:

$$\theta_2 = f(\alpha, h_2) = f(3, 484) = 451^\circ\text{C}. \quad (27)$$

28. Энтальпия питательной воды на входе в испаритель:

$$h_{1ucn} = f(p_{\text{вхИСП}}, t_{\text{эк2}}) = f(86,1 \text{ бар}, 281,8) = 1245 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (28)$$

29. Энтальпия пара на выходе из ИСП:

$$h_{1ucn2} = h_{sn}'' = 2764 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (29)$$

30. Теплота воспринятая пароводяным рабочим телом в испарителе:

$$Q_{ucn} = G_n \cdot (h_{2ucn} - h_{1ucn}) = 2,2 \cdot (2764 - 1245) = 3342 \text{ кВт}. \quad (30)$$

31. Энтальпия воды на питательной воды на выходе из экономайзера:

$$h_{\text{эк2}} = h_{ucn1} = 1245 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (31)$$

32. Теплота воспринятая пароводяным рабочим телом в экономайзере:

$$Q_{\text{эк}} = G_n \cdot (h_{\text{эк2}} - h_{\text{эк1}}) = 2,2 \cdot (1245 - 259) = 2170 \text{ кВт}. \quad (32)$$

33. Общая теплота воспринятая пароводяным рабочим телом в КУ:

$$Q_{КУ} = Q_{nn} + Q_{ucn} + Q_{\text{эк}} = 1320 + 3342 + 2170 = 6832 \text{ кВт}. \quad (33)$$

Расчет процесса расширения пара в паровой турбине

1. Температура пара на входе в ПТ:

$$t_0 = t_{m2} - \delta t_0 = 480 - 3 = 477^\circ\text{C}, \quad (34)$$

где $\delta t_0 = 3^\circ\text{C}$ - снижение температуры пара в трубопроводе между КУ и ПТ.

2. Энтропия пара на входе в ПТ:

$$s_0 = f(p_0, t_0) = f(68 \text{ бар}, 477^\circ\text{C}) = 7,742 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (35)$$

3. Энтальпия пара на входе в ПТ:

$$h_0 = f(p_0, t_0) = f(68 \text{ бар}, 477^\circ \text{C}) = 3358 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (36)$$

4. Энтропия в конце изэнтропийного процесса расширения пара:

$$s_{kt} = s_0 = 7,742 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (37)$$

5. Энтальпия пара в конце изэнтропийного процесса расширения пара:

$$h_{kt} = f(p_k, s_{kt}) = f(1,1 \text{ бар}, 7,742 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}) = 2460 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (38)$$

6. Располагаемый теплоперепад на ПТ:

$$H_t = h_0 - h_{kt} = 3358 - 2460 = 898 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (39)$$

7. Использованный теплоперепад на ПТ:

$$H_{oi} = H_t \cdot \eta_{oi} = 898 \cdot 0,76 = 682 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (40)$$

8. Энтальпия в конце реального процесса расширения:

$$h_k = h_0 - H_{oi} = 3358 - 682 = 2676 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (41)$$

9. Относительная внутренняя мощность ПТ:

$$N_{oi}^{ITT} = H_{oi} \cdot G_n = 682 \cdot 2,2 = 1500 \text{ кВт}. \quad (42)$$

10. Максимальная электрическая мощность ПТ:

$$N_{\text{э}}^{ITT} = N_{oi}^{ITT} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{ред}} = 1500 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,97 = 1383 \text{ кВт}. \quad (43)$$

11. Расход пара при требуемой мощности ПТ в 500 кВт:

$$G_n = \frac{N_{\text{э}}^{ITT}}{H_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{ред}}} = \frac{500}{898 \cdot 0,76 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,97} = 0,79 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (44)$$

12. Расход выхлопных газов направляемый в КУ при мощности ПТ 500 кВт:

$$G_{KV} = G_n \cdot \frac{(h_{m2} - h_{ucn1})}{(h_1 - h_3) \cdot \varphi} = \frac{0,79 \cdot (3364 - 1245)}{(546 - 322) \cdot 0,995} = 7,51 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (45)$$

Расчет тепловой схемы ПГУ в программе GateCycle

В распоряжении кафедры ТГ и АД СПбГПУ имеется программа GateCycle разработанная компанией General Electric. Программа позволяет составлять необходимые тепловые схемы ПГУ и вычислять основные их параметры.

Выбранная тепловая схема ПГУ была составлена в данной программе. Далее были заданы необходимые исходные данные, после чего был произведен расчет основных параметров ПГУ. Тепловая схема ПГУ составленная в программе GateCycle представлена на рис. 3. Результаты расчета основных параметров тепловой схемы ПГУ сведены в таблицу 2.

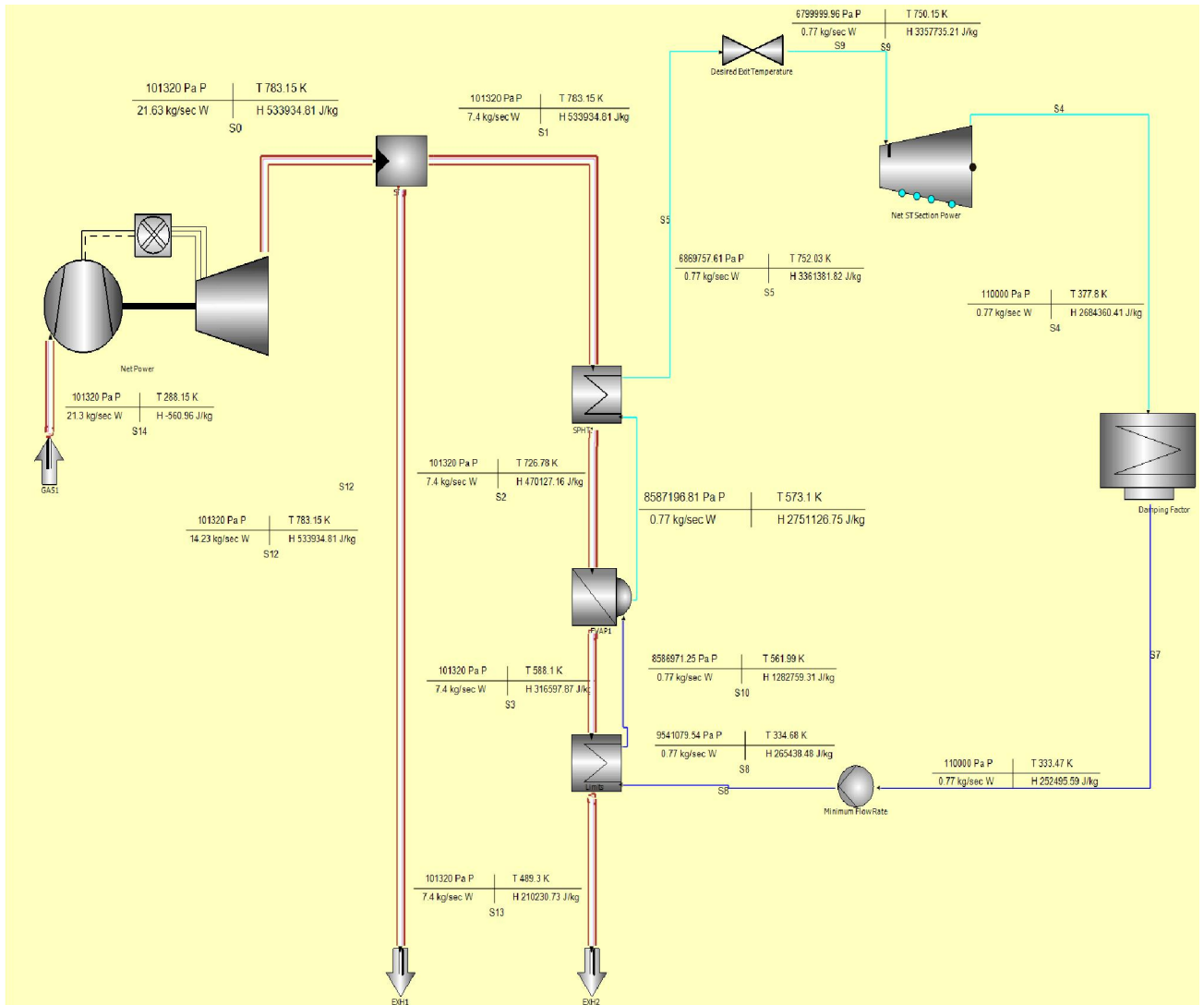


Рис. 3. Результаты расчета в программе GateCycle

Таблица 2

Variable	ONE PRES	Unit
Ambient Temperature	288.15	K
Ambient Pressure	101320	Pa
Ambient Relative Humidity	0.6	
Ambient Specific Humidity	0.0063	
Equivalent Elevation	0.449	m
Net Cycle Power	6262261	J/sec
Net Cycle Lower Heating Value (LHV) Efficiency	39.2709	
Net Cycle Lower Heating Value (LHV) Heat Rate	2.5463	J/J
Net Gas Turbine Power	5740000	J/sec
GT Shaft Power	5827411	J/sec
GT Generator Losses	87410.93	J/sec
GT Auxiliary and BOP Losses	0	J/sec
GT Simple-Cycle Lower Heating Value (LHV) Efficiency	35.9958	
Total Lower Heating Value (LHV) Fuel Cons.	15945720	J/sec
Net Steam Cycle Power	522261.8	J/sec
ST Shaft Power	543758.5	J/sec
ST Generator Losses	10875.16	J/sec
Steam Cycle BOP Losses	10621.57	J/sec
ST Generator Output	532883.3	J/sec
Adjusted Cycle Lower Heating Value (LHV) Efficiency	39.2709	
Adj. Cycle Lower Heating Value (LHV) Heat Rate	2.5463	J/J

Сопоставление результатов

Сопоставление результатов расчета аналитическим методом и в программе GateCycle представлены в таблице 3. Расхождения результатов расчета аналитическим методом и в программе GateCycle определялись по формуле:

$$\varepsilon = \frac{A - P}{A} \cdot 100\%, \quad (46)$$

где A- параметр рассчитанный аналитическим методом, P-параметр рассчитанный в программе GateCycle.

Таблица 3

Исследуемый параметр	Расчет проведен		Расхождение результатов расчета ε , %
	аналитическим методом	в программе GateCycle	
Расход выхлопных газов направляемый в КУ G_{KV} , кг/с	7,51	7,4	1,5
Электрическая мощность ПТ N_9^{ITT} , кВт	500	500	0
Расход пара G_n , кг/с	0,79	0,77	2,5
Теплота воспринятая пароводяным рабочим телом:			
-в ПП Q_m , кВт;	473	469	0,8
-в испарителе $Q_{исп}$, кВт;	1200	1131	5,7
-в экономайзере $Q_{эк}$, кВт;	779	783	-0,5
- суммарная в КУ Q_{KV} , кВт.	2452	2383	2,8

Из таблицы 3 видно, что расхождения результатов расчета аналитическим методом и в программе GateCycle при заданной электрической мощности $N_{э}^{ПТ} = 500$ кВт не превышают 6% процентов.

Заключение

В результате проделанной работы была выбрана тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ. Определены исходные данные для расчета тепловой схемы ПГУ аналитическим методом и в программе GateCycle.

Результаты расчетов показали что электрическая мощность ПТ в 500 кВт обеспечивается:

- при расходе выхлопных газов направляемый в КУ $G_{КУ} = 7,51$ кг/с и расходе пара $G_{П} = 0,79$ кг/с рассчитанных аналитическим методом;

- при расходе выхлопных газов направляемый в КУ $G_{КУ} = 7,41$ кг/с и расходе пара $G_{П} = 0,77$ кг/с рассчитанных в программе GateCycle.

Расхождения результатов расчетов аналитическим методом и в программе GateCycle составили:

- по расходу выхлопных газов направляемый в КУ $G_{КУ}$ 1,5 %;

- по расходу пара $G_{П}$ 2,5%.

Полученное небольшое расхождение свидетельствует о правильности проведенных расчетов.

Таким образом можно сделать вывод, что для обеспечения требуемой электрической мощности ПТ в 500 кВт при давлении пара $P_0 = 68$ бар в КУ должен быть направлен расход выхлопных газов $G_{КУ} = 7,51$ кг/с.

Список литературы

1. Министерство энергетики Российской Федерации [Электрон. ресурс] // Режим доступа: <http://minenergo.gov.ru/activity/oilgas>
2. **Степанов И. Р.** Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы.-Апатиты: изд. Кольского научного центра РАН, 2000.-169с.
3. **Цанев С.В.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций: учебное пособие для вузов /С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева.-3-е изд., стереот.-М: Издательский дом МЭИ, 2009.-584 с. ил.
4. **Технические характеристики ГТУ TAURUS 60.** [Электрон. ресурс]// Режим доступа: <http://www.energoteh.com/equipment/gen/solar/Taurus60/>
5. «**Каталог газотурбинного оборудования**» [Текст]: каталог энергетического оборудования 2008./ Издательский дом «Газотурбинные технологии». 2008.
6. **Арсеньев, Л.В.** Газотурбинные установки. Конструкции и расчет [Текст]: справочное пособие / Л.В. Арсеньева, Ф.Д. Бедчер, И.А. Богов и др. -Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978.-232 с., ил.