

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Черновик диплома

Жигалкин А.С.

Группа: ЭЗ-122

Москва 2018

Содержание

1	ВВЕДЕНИЕ	3
2	Техническое задание на диплом.	4
3	Обоснование выбора схемы и параметров ГТУ.	5
3.1	Обзор существующих энергетических приводных ГТУ в классе мощности 16 МВт.	5
3.2	Выбор схемы и параметров проектируемой ГТУ.	9
4	Расчетно-конструкторская часть	12
4.1	Расчет цикла установки.	12
4.1.1	Параметры электрогенератора.	12
4.1.2	Исходные данные для расчета цикла.	13
4.1.3	Вариантные расчеты и выбор параметров.	14
4.1.4	Расчет цикла на номинальном режиме.	14
4.1.5	Параметры дожимного компрессора.	25
4.2	Расчет компрессора.	26
4.2.1	Поступенчатый расчет по средней линии тока.	26
4.2.2	Профилирование лопаточного аппарата.	26
4.3	Расчет камеры сгорания.	26
4.4	Расчет турбины компрессора.	26
4.4.1	Поступенчатый расчет.	26
4.4.2	Профилирование лопаточного аппарата.	26
4.5	Расчет силовой турбины.	26
4.5.1	Поступенчатый расчет.	26
4.5.2	Профилирование лопаточного аппарата.	26
4.6	Прочностные расчеты.	26
5	Научно-исследовательская часть.	26
5.1	Конструкция системы охлаждения лопатки СА первой ступени турбины компрессора.	26
5.2	Расчет конвективно-плёночной системы охлаждения СА первой ступени турбины компрессора.	26

5.3	Расчет переменных режимов работы установки.	26
6	Технологическая часть.	26
7	Организационно-экономическая часть.	26
8	Экология и промышленная безопасность.	26
9	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	26

1 ВВЕДЕНИЕ

Газотурбинные имеют достаточно широкое применение в энергетике в качестве привода электрогенератора. Основными особенностями ГТУ по сравнению с энергетическими установками других типов являются:

1. Высокая маневренность.
2. Компактность.
3. Малый срок ввода в эксплуатацию.
4. Низкая потребность в воде.
5. Относительно низкий капитальные затраты.
6. Относительно низкая экономичность.
7. Относительно невысокая потребность в смазочных материалах (по сравнению с двигателями внутреннего сгорания)

Данные особенности определяют основные области применения ГТУ. Они используются как правило для покрытия пиковых нагрузок в составе электростанций или для энергоснабжения промышленных предприятий, морских платформ, небольших населенных пунктов и т.п. Энергетических установок, которые обладали бы в перечисленных областях существенными преимуществами перед ГТУ, на данный момент не существует. Поэтому создание новых газотурбинных установок, обладающих большей экономичностью, меньшими капитальными затратами, большей материалоемкостью, чем существующие, является актуальной задачей. В данной выпускной квалификационной работе эта задача будет решаться для класса мощности 16 МВт.

Проектируемая ГТУ будет обладать большей, чем у конкурентов, начальной температурой газа в цикле (1523 К). Это потребует проектирования более совершенной системы охлаждения, но позволит добиться большей экономичности и меньшей металлоёмкостью, за счет возможности уменьшить диаметральный размер лопаточных машин. Установка будет выполнена по двухвальной схеме со свободной турбиной. Энергоблок на основе ГТУ будет выполнен по модульному принципу, что обеспечит удобство транспортировки установки с завода-изготовителя и высокую скорость строительства блока.

2 Техническое задание на диплом.

Спроектировать газотурбинную установку мощностью 16 МВт, предназначенную для привода электрогенератора. Топливо - природный газ.

3 Обоснование выбора схемы и параметров ГТУ.

3.1 Обзор существующих энергетических приводных ГТУ в классе мощности 16 МВт.

Ниже будут рассмотрены следующие ГТУ энергетического назначения в классе мощность 16 МВт:

1. Установка ГТЭ-16ПА фирмы АО «ОДК-Пермские моторы».
2. Установка SGT-500 фирмы Siemens.
3. Установка Titan 130 фирмы Solar Turbines Inc.
4. Установка АЛ-31СТЭ фирмы ПАО «ОДК-УМПО».
5. Установка Т16 фирмы АО «РЭП Холдинг».

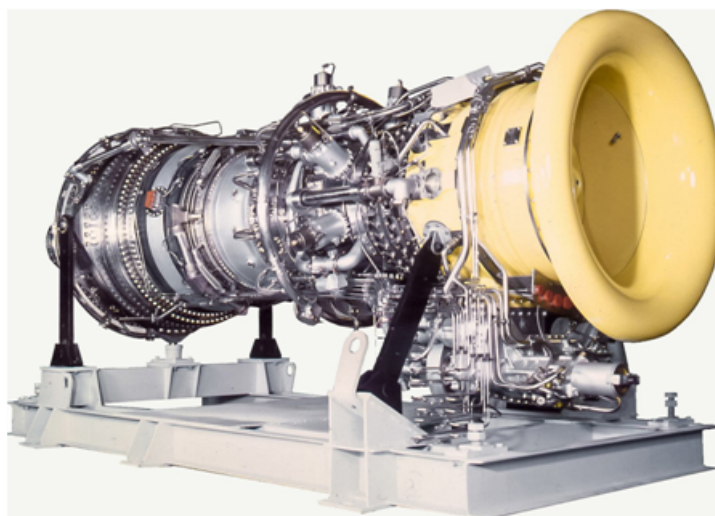


Рис. 1: Фотография установки ГТЭ-16ПА.

Установка ГТЭ-16ПА. Газотурбинная установка ГТЭ-16ПА (рис. 1) создана на базе двигателя ПС-90ЭУ-16А. Этот новый двигатель разработан в рамках сотрудничества ОАО «Авиадвигатель» с фирмой Pratt&Whitney (США). Установка выполнена по двухвальной схеме с силовой турбиной. Она состоит из 14-ти ступенчатого осевого компрессора, камеры сгорания, 2-х ступенчатой турбины компрессора и 4-х ступенчатой силовой турбины. Эффективный КПД установки составляет 36,6% [1]. С целью повышения

эксплуатационной технологичности и экологической безопасности на двигатель устанавливается система электрозапуска. Главным конструктивным отличием ПС-90ЭУ-16А от других промышленных двигателей, разработанных ОАО «Авиадвигатель» за последние 12-13 лет, является четырехступенчатая свободная силовая турбина с номинальной частотой вращения 3000 об/мин [2]. Выходной вал является приводом синхронного турбогенератора Т-16-2РУХЛЗ производства ОАО «Привод» (г. Лысьва). Уменьшение частоты оборотов дает возможность отказаться от использования редуктора, снизив тем самым эксплуатационные затраты и повысив надежность всей газотурбинной установки в целом. Вместо оптимальной по аэродинамике пятиступенчатой силовой турбины было принято решение о проектировании четырехступенчатой. Увеличение аэродинамической нагрузки на ступень и снижение примерно на 1% КПД силовой турбины от максимально достижимой величины позволило заведомо снизить суммарные затраты потенциальных заказчиков почти на 20% [3]. Для снижения материалоемкости и веса ГТЭ-16ПА был использован богатый опыт разработки авиационных турбин. В результате масса ротора двигателя ПС-90ЭУ-16А, несмотря на увеличение диаметра и количества ступеней, оказалась равной массе ротора ПС-90ГП-2, что позволило обеспечить высокую степень унификации трансмиссий. [3]

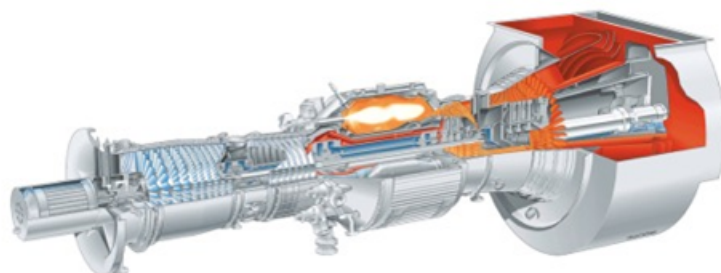


Рис. 2: Схема установки SGT-500.

Установка SGT-500. SGT-500 (GT35C) (рис. 2) мощностью 17 МВт применяется на различных объектах, где наиболее важными параметрами являются: базовая нагрузка, способность работать на различных видах топлива, простота технического обслуживания. Наряду с производством электроэнергии, SGT-500 широко используется как механический привод мощностью 23290 л.с. Может работать на различных видах тяжелого топлива. Отно-

сительно невысокая температура газов перед турбиной способствует снижению деградации характеристик и увеличению межремонтного ресурса ГТУ (80 000 ч), а модульный принцип конструкции позволяет быстро производить замену узлов. Модульная и компактная конструкция турбины SGT-500 облегчает обслуживание на месте — можно быстро менять целые модули. В турбине SGT-500 установлен двухвальный газогенератор: на валу низкого давления установлен 10-ступенчатый компрессор низкого давления и 2-ступенчатая турбина низкого давления. На валу высокого давления установлен 8-ступенчатый компрессор высокого давления и 1-ступенчатая турбина высокого давления. Обороты трехступенчатой турбины равны 3600 мин⁻¹ при генерации электроэнергии и 3450 мин⁻¹ при приводе механических устройств. Для повышения эффективности между статором и ротором силовой турбины устанавливается регулятор зазора между корпусом и концами лопаток. Турбина поставляется с обычной системой сжигания топлива либо с системой сухого снижения токсичности выхлопных газов (DLE). Обе системы поддерживают работу на двух видах топлива, а система DLE обеспечивает крайне низкий уровень выбросов $NO_{x\leq 42}$ ppmV. Все подшипники газодинамические, с шарнирно-закрепленным сегментом подпятника. Пусковой электродвигатель соединен с ротором компрессора низкого давления. [4]

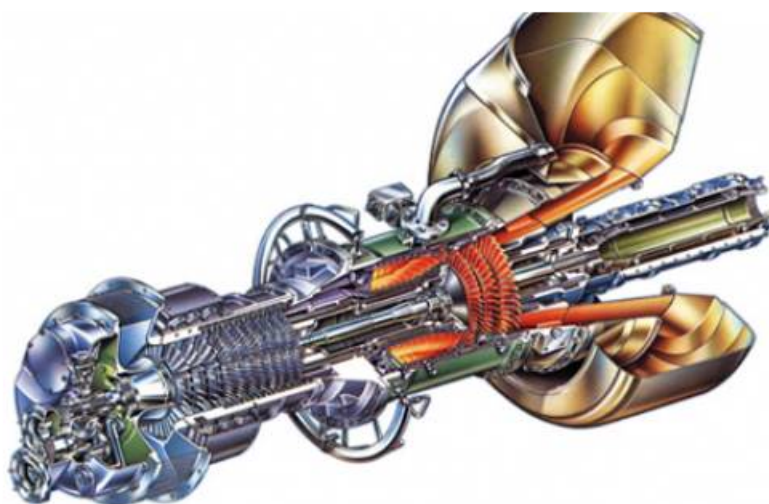


Рис. 3: Схема установки Titan 130.

Установка Titan 130. Titan 130 (рис. 3) – установка мощностью 16,5 МВт. Выполнена по одновальной схеме. Состоит из 14-ти ступенчатого компрессора со степенью сжатия 17,1, кольцевой камеры сгорания с системой сухого

снижения токсичности выхлопных газов и 3-х ступенчатой силовой турбины. Частота вращения вала силовой турбины 11220 об/мин. Электрический КПД установки составляет 35,5 %. [5]

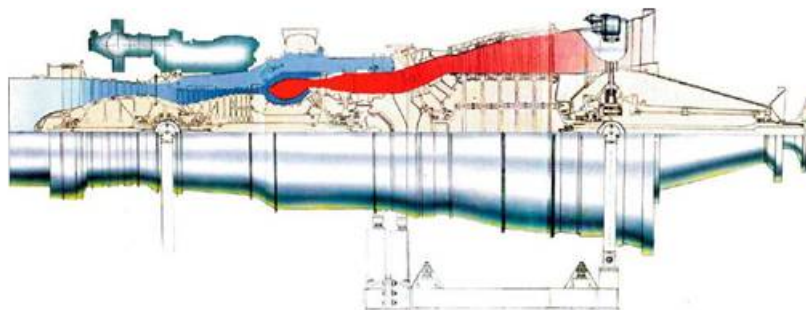


Рис. 4: Схема установки АЛ-31СТЭ.

Установка АЛ-31СТЭ. Также в классе мощности 16 МВт можно выделить двигатель АЛ-31СТЭ, конвертированный из двухконтурного двигателя самолета СУ-27 АЛ-31Ф. Схема данного двигателя представлена на рис. 4. Данный двигатель также состоит из газогенератора и модуля свободной турбины, что облегчает ее модульный монтаж. Мощность на валу силовой турбины составляет 18 МВт, КПД – 38,1%. Двигателю АЛ31-СТЭ свойственен невысокий по меркам стационарной техники ресурс в 75 000 ч, что связано с назначением двигателя – прототипа. Двигатель прототип АЛ-31Ф был разработан для высокоманевренного самолета СУ-27, и при его проектирование в основном велось на условие максимизации тяги. Низкоэмиссионная камера сгорания установки обеспечивает уровень вредных выбросов оксида азота менее 40 ppm и оксида углерода менее 80 ppm. Высокое совершенство рабочего процесса в камере сгорания достигнуто за счет предварительного смешения топливного газа в модуле-гомогенизаторе и поддержания оптимальных значений коэффициентов избытка воздуха в первой и второй зонах горения. Окружная неравномерность поля температуры на выходе из камеры сгорания снижена в 2 раза по сравнению с исходной камерой сгорания. [8] Модульная конструкция привода обеспечивает замену узлов без дополнительных работ по подгонке, балансировке и испытаниям. [8]

Установка Т16. Также в рассматриваемом классе мощностей присутствует одна из новейших российских газотурбинных электростанций: ГТЭ-16 на

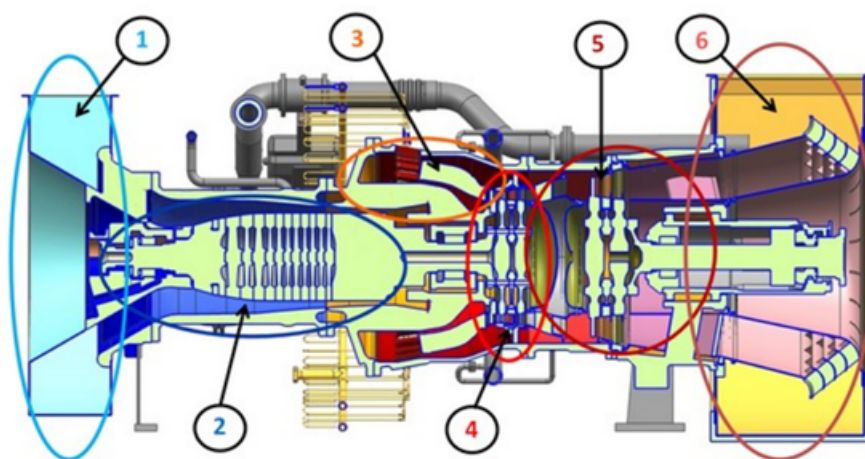


Рис. 5: Продольный разрез турбины Т16.

базе стационарной газотурбинной установки Т16 производства компании «РЭП Холдинг» в сотрудничестве с GEOil&Gas.

Схема установки представлена на рис. 5. Данная установка конструктивно выполнена по двухвальной схеме со свободной турбиной. Отличительной особенностью установки является высокий ресурс (200 000 ч) [7] при высоком значении КПД (37 %) и низком уровне эмиссии оксидов азота (менее 25 ppm) [6]. Камера сгорания выполнена по противоточной схеме. Для поддержания высокого КПД на режимах частичной мощности (от 20% до 100% номинальной мощности) применяются поворотные направляющие аппараты трех ступеней компрессора, а также поворотный сопловой аппарат первой ступени силовой турбины [6]. Модули высокого и низкого давления располагаются на отдельных рамах и монтируются в корпусе на подвижных опорах, что позволяет извлекать их из общего корпуса установки в боковом направлении (рис. 6- 8) по отдельности или совместно. Такое конструктивное решение значительно упрощает обслуживание установки [6].

3.2 Выбор схемы и параметров проектируемой ГТУ.

Таблица 1: Параметры различных установок в классе мощности 16 МВт.

Установка	ГТЭ-16ПА	SGT-500	Titan 130	АЛ-31СТЭ	Т16
-----------	----------	---------	-----------	----------	-----

Производитель	АО «ОДК- Пермские моторы»	Siemens	Solar Turbines Inc.	ПАО «ОДК- УМПО»	АО «РЭП Холдинг»
Мощность на валу силовой турбины, МВт	16,8	19,7	16,96	18	16,5
Эффективный КПД, %	36,6	34,7	36,6	38,1	37,0
Мощность на валу клеммах генератора, МВт	16,3	19,1	16,45	17,46	16
Электрический КПД, %	35,5	33,7	35,5	37	35,86
Схема	2Н	3Н	1Б	3Н	2Н
Степень по- вышения давления в компрессоре	19,9	13	17,1	—	19,0
Температура выхлопных газов, °C	481	369	490	515	490
Расход выхлоп- ных газов, кг/с	56,3	97,9	54,7	67	54,3
Частота вра- щения сило- вой турбины, об/мин	3000	3600	11220	3000	7800
Температура газа перед турбиной, °C	1410	1150	1400	—	1410

Число ступеней компрессора	14	10+8	14	4+10	12
Число ступеней турбины	2+3	1+2+3	3	1+1+5	2+2
Ресурс до капитального ремонта, ч	20000	80000	—	25000	—
Назначенный ресурс, ч	100000	160000	—	75000	200000

Как видно из таблицы 1 максимальный уровень температур газа для установок рассматриваемого класса мощности находится в районе 1400 К. Большинство установок, как конвертированные из авиационных, так и вновь создаваемые установки энергетического назначения (Т16), выполнено по двухвальной схеме со свободной турбиной. Для перспективной установки целесообразно выбрать такую же схему, но большую начальную температуру газа, так как ее увеличение при заданной мощности позволяет добиться меньшего расхода рабочего тела, а, следовательно, и меньших диаметральных размеров, что, в свою очередь, означает уменьшение массы. Также увеличение температуры газа после камеры сгорания ведет к росту эффективного КПД установки. Для проектируемой установки было выбрано значение начальной температуры газа $T_g^* = 1523$ К. Это выше, чем у конкурентов. Поэтому вышеуказанные преимущества будут обеспечены. Но при этом возникнет необходимость проектирования более эффективной системы охлаждения, а возможно и применения более эффективных защитных покрытий и жаростойких материалов для лопаточных аппаратов турбины. Это несколько увеличивает стоимость ГТУ, но как показывает опыт, несмотря на это, удельная стоимость установки при увеличении температуры газа при принятых методах охлаждения существенно снижается [9].

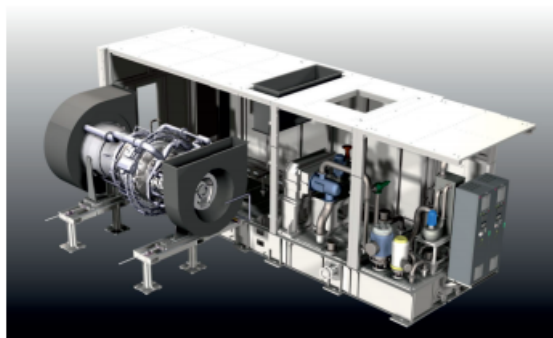


Рис. 6: Выкатка турбоблока целиком.

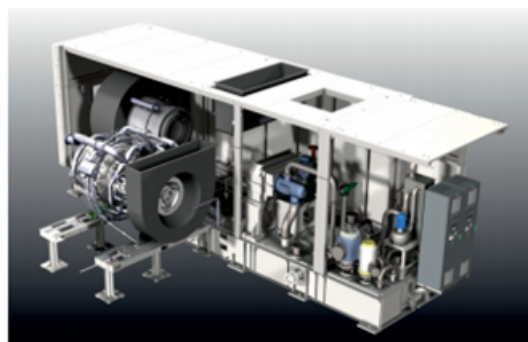


Рис. 7: Выкатка газогенератора.



Рис. 8: Выкатка модуля силовой турбины.

4 Расчетно-конструкторская часть

4.1 Расчет цикла установки.

4.1.1 Параметры электрогенератора.

1. Электрогенератор: Т-16-2Р УХЛЗ.1.
2. Мощность электрогенератора: $N_{\text{эГ}} = 16.0$ МВт.
3. КПД электрогенератора: $\eta_{\text{эГ}} = 0.978$

4. Мощность на валу электрогенератора: $N = \frac{N_{\text{эг}}}{\eta_{\text{эг}}} = 16.36 \text{ МВт}$.

4.1.2 Исходные данные для расчета цикла.

1. Давление окружающей среды: $p_{\text{н}} = 0.1013 \cdot 10^6 \text{ Па}$.
2. Температура окружающей среды: $T_{\text{н}} = 288 \text{ К}$.
3. Мощность на валу нагрузки: $N = 16.0 \cdot 10^6 \text{ МВт}$.
4. Температура торможения после камеры сгорания: $T_{\text{г}}^* = 1523 \text{ К}$.
5. Политропический КПД компрессора: $\eta_{\text{кп}}^* = 0.89$.
6. Политропический КПД турбины компрессора: $\eta_{\text{ткп}}^* = 0.918$.
7. Политропический КПД силовой турбины: $\eta_{\text{тсп}}^* = 0.918$.
8. Низшая теплота сгорания топлива (природный газ): $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 48.412 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$.
9. Теоретически необходимая масса воздуха: $l_0 = 16.683 \text{ кг/кг}$.
10. Степень сохранения полного давления во входном патрубке: $\sigma_{\text{вх}} = 0.99$.
11. Степень сохранения полного давления в выходном патрубке: $\sigma_{\text{вых}} = 0.99$.
12. Степень сохранения полного давления в камере сгорания: $\sigma_{\text{г}} = 0.98$.
13. Коэффициент полноты сгорания: $\eta_{\text{г}} = 0.995$.
14. Относительный расход на охлаждение лопаток: $g_{\text{охл}} = 0.12$.
15. Относительный расход на прочие нужды: $g_{\text{ут}} = 0.02$.
16. Относительный расход воздуха, возвращаемого перед силовой турбиной:
 $g_{\text{воз}} = 0.12$.
17. Температура возвращаемого перед силовой турбиной воздуха: $T_{\text{воз}} = 800 \text{ К}$.
18. Механический КПД на валу турбины компрессора: $\eta_{\text{м.тк}} = 0.99$.
19. Механический КПД на валу силовой турбины: $\eta_{\text{м.тс}} = 0.99$.

20. КПД редуктора: $\eta_p = 0.99$.

21. Скорость на выходе из выходного устройства: $c_{\text{вых}} = 100$

4.1.3 Вариантные расчеты и выбор параметров.

Для выбора степени повышения давления и обоснования выбора начальной температуры газа была проведена серия расчетов для различных значений π_k^* в цикле при трех различных значениях T_r^* : выбранном, на 50 К больше и на 50 К меньше выбранного. В результате были получены зависимости удельного расхода топлива C_e , эффективного КПД η_e и расхода воздуха на входе в компрессор G_v и мощности, отнесенной к расходу в компрессоре, \bar{N}_e от степени повышения давления в компрессоре. Данные зависимости представлены на рис. 9, 10, ??, 11. Также была произведена оценка наименьших размеров лопаточных аппаратов. Для турбины - это размер лопатки СА первой ступени турбины компрессора, для компрессора - размер лопатки последней ступени. Размер СА и средний диаметр турбины компрессора на входе представлены на рис. 12 и 13.

С точки зрения максимального уменьшения диаметральных размеров лопаточных машин необходимо выбрать значение pi_k^* , соответствующее минимуму расхода воздуха G_v или максимуму удельной мощности \bar{N}_e . При этом данное значение не будет оптимальным с точки зрения экономичности. Как видно по графику максимум по КПД находится в районе $\pi_k^* \sim 35$. Выбирать такие значения π_k^* с точки зрения металлоемкости крайне невыгодно, так они далеки от оптимума по расходу, а также потому, что увеличение π_k^* приводит к увеличению числа ступеней, а, стало быть, и росту металлоемкости. В виду данных соображений наиболее предпочтительно выбрать значение π_k^* в промежутке между оптимумами по расходу и КПД, но ближе к оптимуму по расходу, чтобы выиграть в КПД но практически не проиграть по расходу, так как в районе оптимума по расходу функция $G_v = f(\pi_k^*)$ очень пологая. Таким образом, для проектируемой установки было выбрано значение степени повышения давления $\pi_k^* = 17$.

4.1.4 Расчет цикла на номинальном режиме.

1. Показатель адиабаты из предыдущей итерации: $k_b = 1.3852$.

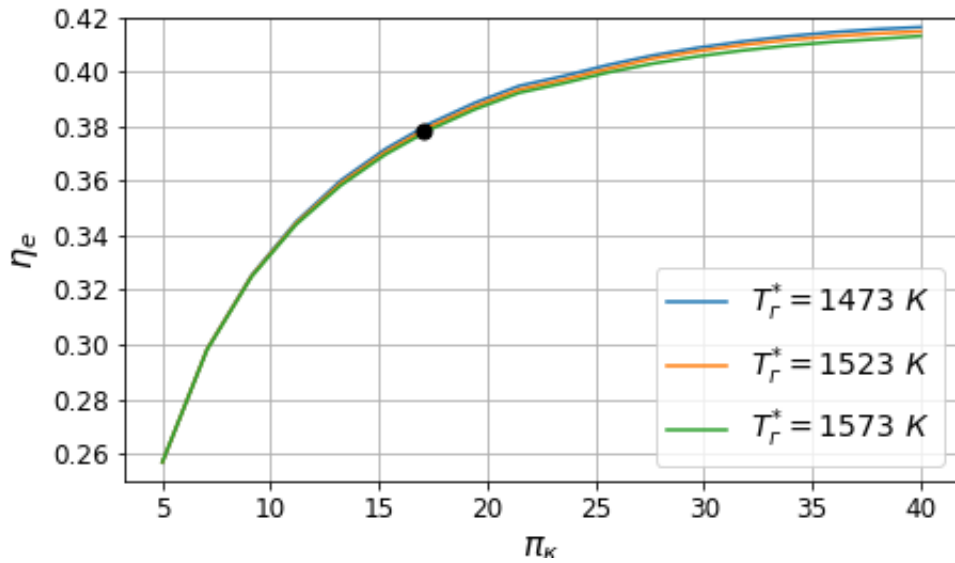


Рис. 9: Зависимость КПД цикла от степени повышения давления.

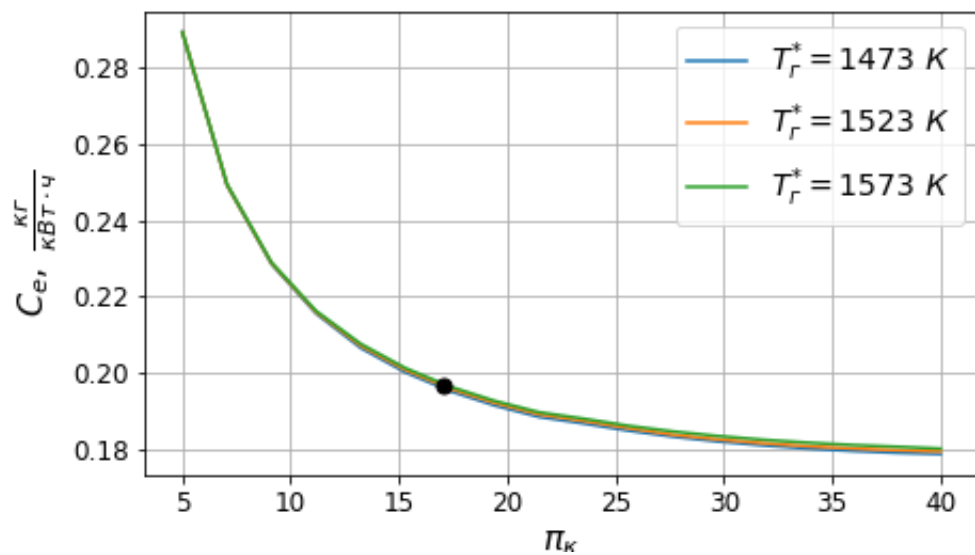


Рис. 10: Зависимость удельного расхода топлива в цикла от степени повышения давления.

2. Определим давление за входным устройством:

$$p_{\text{вх}}^* = \sigma_{\text{вх}} p_{\text{н}} = 0.99 \cdot 0.1013 \cdot 10^6 = 0.1 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

3. Определим давление за компрессором:

$$p_{\text{к}}^* = \pi_{\text{к}} p_{\text{вх}}^* = 17 \cdot 0.1 \cdot 10^6 = 1.705 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

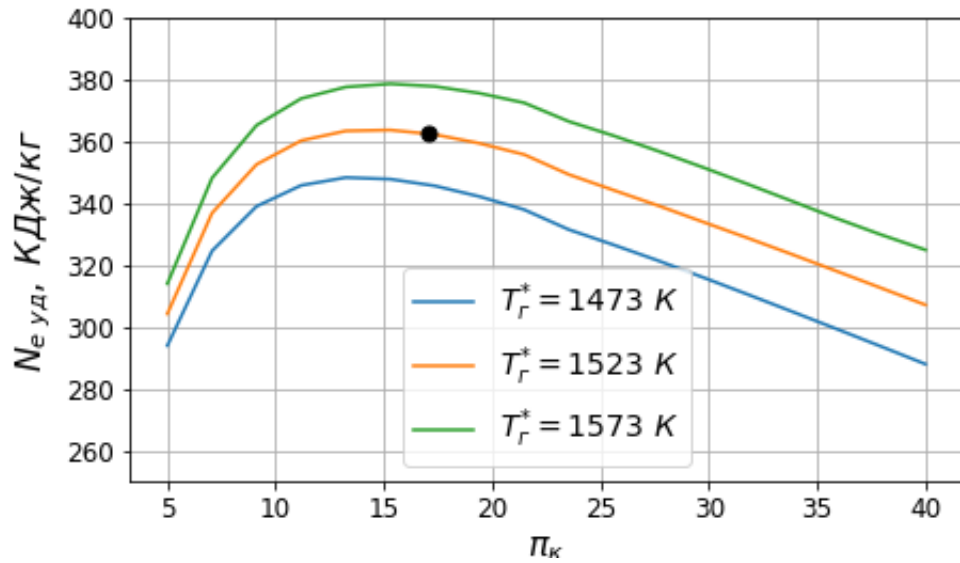


Рис. 11: Зависимость удельной мощности от степени повышения давления.

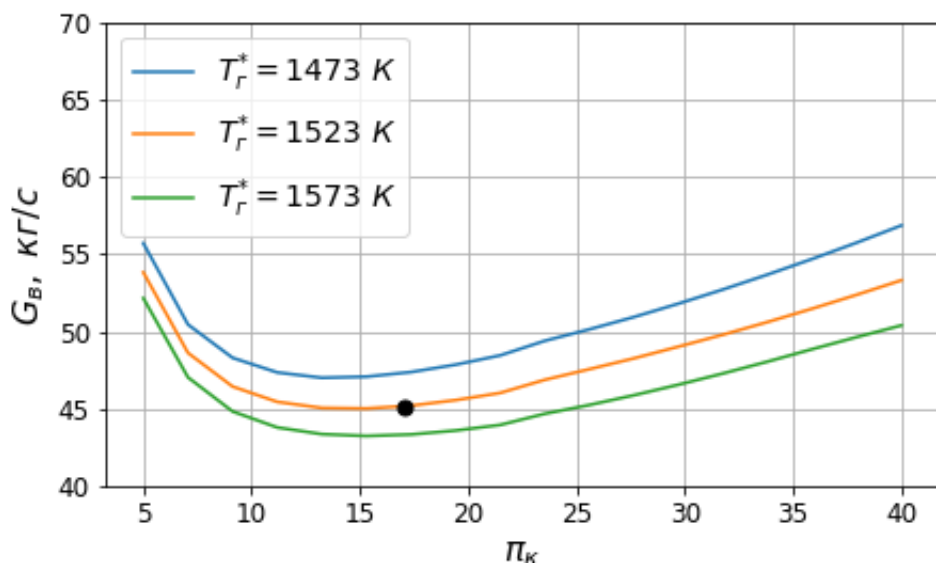


Рис. 12: Зависимость расхода воздуха на входе от степени повышения давления.

4. Определим адиабатический КПД компрессора:

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1}{\pi_K^{\frac{k_B-1}{k_B \eta_{K\Pi}^*}} - 1} = \frac{17^{\frac{1.3852-1}{1.3852}} - 1}{17^{\frac{1.3852-1}{1.3852 \cdot 0.89}} - 1} = 0.842$$

5. Определим температуру газа за компрессором:

$$T_K^* = T_H \left[1 + \frac{\pi_K^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1}{\eta_K^*} \right] = 288 \cdot \left[1 + \frac{17^{\frac{1.3852-1}{1.3852}} - 1}{0.842} \right] = 697.97 \text{ K}$$

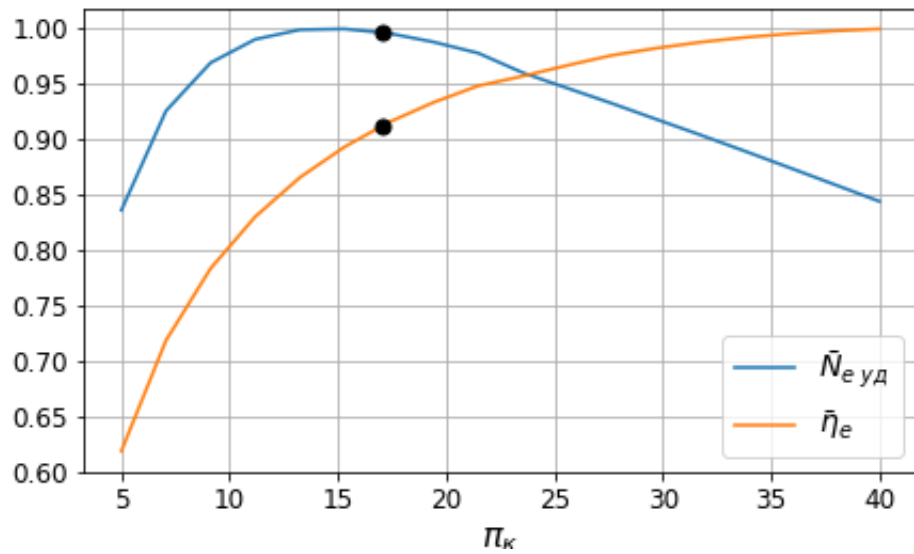


Рис. 13: Зависимости КПД и удельной мощности в относительных координатах от степени повышения давления.

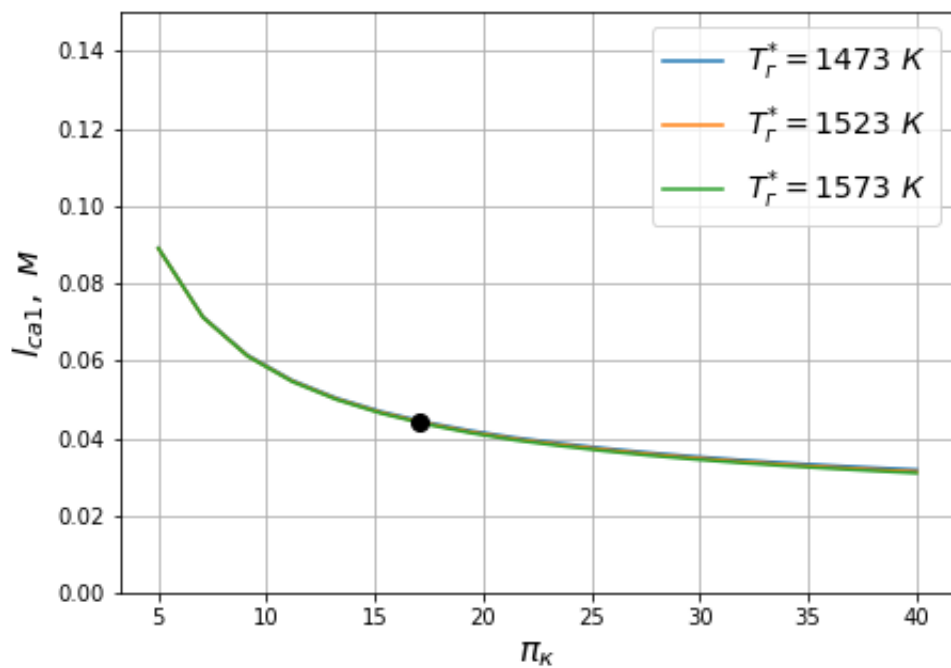


Рис. 14: Зависимость длина лопатки СА первой ступени турбины компрессора от степени повышения давления.

6. Определим уточненное значение показателя адиабаты:

6.1. Средняя теплоемкость воздуха в интервале температур от 273 К до T_H :

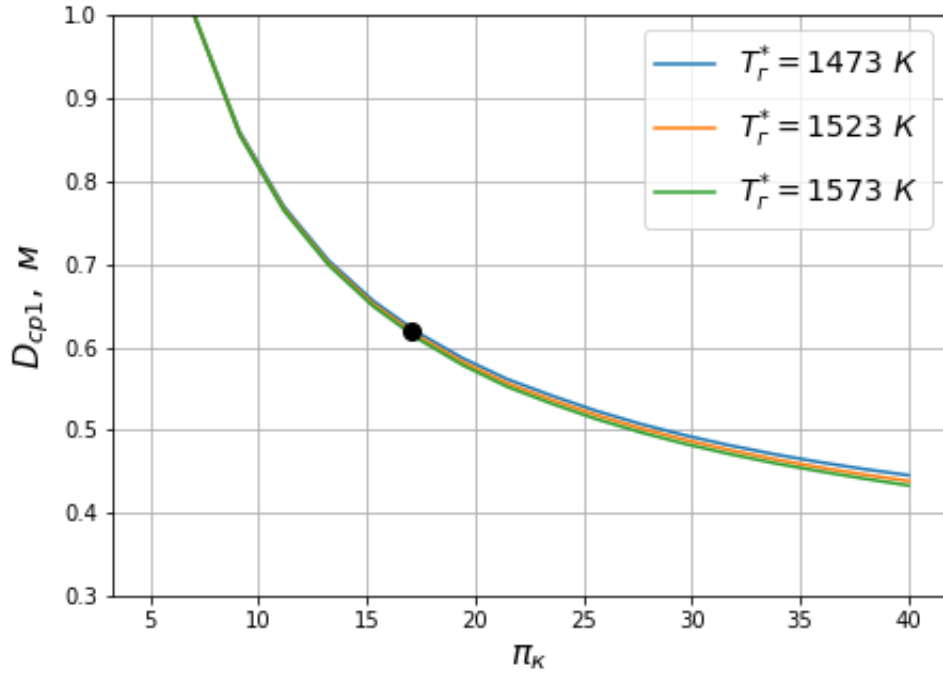


Рис. 15: Зависимость среднего диаметра на входе в турбину компрессора от степени повышения давления.

$$c_{pв\text{ ср}}(T_H) = 1003.98 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

6.2. Средняя теплоемкость воздуха в интервале температур от 273 K до T_K^* :

$$c_{pв\text{ ср}}(T_K^*) = 1030.9 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

6.3. Средняя теплоемкость воздуха в интервале температур от T_H до T_K^* :

$$\begin{aligned} c_{pв} &= \frac{c_{pв\text{ ср}}(T_K^*)(T_K^* - T_0) - c_{pв\text{ ср}}(T_H)(T_H - T_0)}{T_K^* - T_H} = \\ &= \frac{1030.9 \cdot (697.97 - 273) - 1003.98 \cdot (288 - 273)}{697.97 - 288} = 1008.04 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

6.4. Новое значение показателя адиабаты:

$$k'_B = \frac{c_{pв}}{c_{pв} - R_B} = \frac{1008.04}{1008.04 - 287.4} = 1.386$$

7. Определим погрешность определения показателя адиабаты:

$$\delta = \frac{|k'_B - k_B|}{k_B} \cdot 100\% = \frac{|1.386 - 1.3852|}{1.3852} \cdot 100\% = 0.0622\% < 1\%$$

Точность определения показателя адиабаты воздуха находится в пределах допуска.

8. Определим работу компрессора:

$$L_K = c_{pB} (T_K^* - T_a) = 1008.04 \cdot (697.97 - 288) = 0.4133 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

9. Температура газа за камерой сгорания:

$$T_r^* = 1523 \text{ К}$$

10. Относительный расход воздуха на входе в камеру сгорания:

$$g_{\text{вх.кс}} = 1 - g_{\text{охл}} - g_{\text{ут}} = 1 - 0.120000000000000001 - 0.02 = 0.86$$

11. Значение коэффициента избытка воздуха из предпоследней итерации.

$$\alpha = 2.6057$$

12. Средняя теплоемкость воздуха в интервале температур от 273 К до T_K^* .

$$c_{pB}(T_K^*) = 1030.9 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

13. Средняя теплоемкость продуктов сгорания природного газа после камеры сгорания.

$$c_{pг}(T_r^*, \alpha) = 1177.48 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

14. Средняя теплоемкость продуктов сгорания природного газа при температуре $T_0 = 288 \text{ К}$.

$$c_{pг}(T_0, \alpha) = 1044.26 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

15. Относительный расход топлива в камере сгорания:

$$g_T = \frac{G_T}{G_B} = \frac{c_{pT}(T_\Gamma^*) T_\Gamma^* - c_{pB}(T_K^*) T_K^*}{Q_H^p \eta_T - [c_{pT}(T_\Gamma^*) T_\Gamma^* - c_{pT}(T_0) T_0]} =$$

$$= \frac{1177.48 \cdot 1523 - 1030.9 \cdot 697.97}{48.412 \cdot 10^6 \cdot 0.995 - [1177.48 \cdot 1523 - 1044.26 \cdot 288]} = 0.023$$

16. Новое значение коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha' = \frac{1}{g_T l_0} = \frac{1}{0.023 \cdot 16.683} = 2.6057$$

17. Погрешность определения коэффициента избытка воздуха:

$$\delta = \frac{|\alpha' - \alpha|}{\alpha} \cdot 100\% = \frac{|2.6057 - 2.6057|}{2.6057} \cdot \% = 0.0\%$$

18. Относительный расход газа на входе в турбину компрессора:

$$g_{Г.ТК} = g_{ВХ.КС} \cdot (1 + g_T) = 0.86 \cdot (1 + 0.023) = 0.8798$$

Расчет турбины компрессора состоит из двух частей. Первая часть - это определения температуры на выходе из турбины. Этот расчет является итерационным и ведется до сходимости по k_Γ . Вторая часть - расчет давления торможения на выходе из турбины. Этот расчет также является итерационным и ведется до сходимости по $\pi_{ТК}^*$. Ниже приведены последние итерации обоих расчетов.

19. Определим удельную работу турбины компрессора:

$$L_{ТК} = \frac{L_K}{g_{Г.ТК} \eta_{М.ТК}} = \frac{0.4133 \cdot 10^6}{0.8798 \cdot 0.99} = 0.4745 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

20. Определим давление газа перед турбиной:

$$p_\Gamma^* = p_K^* \sigma_\Gamma = 1.7053 \cdot 0.98 = 1.6712 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

21. Коэффициент адиабаты из предыдущей итерации:

$$k_\Gamma = 1.3101$$

22. Средняя теплоемкость газа в процессе расширения в турбине при данном показателе адиабаты:

$$c_{p\Gamma} = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} \cdot R_{\Gamma} = \frac{1.3101}{1.3101 - 1} \cdot 300.67 = 1270.17 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

23. Определим температуру за турбиной компрессора:

$$T_{\text{TK}}^* = T_{\text{K}}^* - \frac{L_{\text{TK}}}{c_{p\Gamma}} = 697.97 - \frac{0.4745 \cdot 10^6}{1270.17} = 1124.88 \text{ K}$$

24. Определим уточненное значение показателя адиабаты газа.

24.1. Средняя удельная теплоемкость в интервале температур от 288 K до T_{TK}^* :

$$c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\text{TK}}^*) = 1134.16 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

24.2. Средняя удельная теплоемкость в интервале температур от 288 K до T_{Γ}^* :

$$c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\Gamma}^*) = 1177.48 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

24.3. Новое значение средней теплоемкости в интервале температуре от T_{TK}^* от T_{Γ}^* :

$$\begin{aligned} c'_{p\Gamma} &= \frac{c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\Gamma}^*)(T_{\Gamma}^* - T_0) - c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\text{TK}}^*)(T_{\text{TK}}^* - T_0)}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{TK}}^*} = \\ &= \frac{1177.48 \cdot (1523 - 273) - 1134.16 \cdot (1124.88 - 273)}{1523 - 1124.88} = 1270.17 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

24.4. Новое значение показателя адиабаты:

$$k'_{\Gamma} = \frac{c'_{p\Gamma}}{c'_{p\Gamma} - R_{\Gamma}} = \frac{1270.17}{1270.17 - 300.67} = 1.3101$$

24.5. Погрешность определения показателя адиабаты:

$$\delta = \frac{|k'_{\Gamma} - k_{\Gamma}|}{k_{\Gamma}} \cdot 100\% = \frac{|1.3101 - 1.3101|}{1.3101} \cdot 100\% = 0.0$$

25. Определим степень понижения давления в турбине.

25.1. Степень понижения давления из предыдущей итерации:

$$\pi_{\text{TK}} = 3.65$$

25.2. Адиабатический КПД турбины компрессора:

$$\eta_{\text{TK}}^* = \frac{1 - \pi_{\text{TK}}^{\frac{(1-k_{\Gamma})\eta_{\text{TKП}}^*}{k_{\Gamma}}}}{1 - \pi_{\text{TK}}^{\frac{1-k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}}}} = \frac{1 - 3.65^{\frac{(1-1.3101)0.918}{1.3101}}}{1 - 3.65^{\frac{1-1.3101}{1.3101}}} = 0.929$$

25.3. Новое значение степени понижения давления в турбине компрессора:

$$\pi'_{\text{TK}} = \left[1 - \frac{L_{\text{TK}}}{c_{p\Gamma} T_{\Gamma}^* \eta_{\text{TK}}^*} \right]^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} = \left[1 - \frac{0.4745 \cdot 10^6}{1270.17 \cdot 1523 \cdot 0.929} \right]^{\frac{1.3101}{1.3101-1}} = 3.651$$

25.4. Погрешность определения степени понижения давления:

$$\delta = \frac{|\pi_{\text{TK}} - \pi'_{\text{TK}}|}{\pi_{\text{TK}}} \cdot 100\% = \frac{|3.65 - 3.651|}{3.65} \cdot 100 \% = 0.0245 \%$$

26. Давление на выходе из турбины компрессора:

$$p_{\text{TK}}^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{\pi'_{\text{TK}}} = \frac{1.6712 \cdot 10^6}{3.651} = 0.457757 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

27. Относительный расход газа на входе в силовую турбину:

$$g_{\Gamma.\text{ТС}} = g_{\Gamma.\text{TK}} + g_{\text{воз}} = 0.8798 + 0.12 = 0.9998$$

28. Значение коэффициента избытка воздуха на входе в силовую турбину с учетом подмешивания охлаждающего воздуха:

$$\alpha_{\text{см}} = \frac{1}{l_0 \cdot \frac{g_{\Gamma} \cdot g_{\text{ВХ.КС}}}{g_{\Gamma.\text{ТС}} - g_{\Gamma} \cdot g_{\text{ВХ.КС}}}} = \frac{1}{16.683 \cdot \frac{0.023 \cdot 0.86}{0.9998 - 0.023 \cdot 0.86}} = 2.969$$

29. Температура на входе в силовую турбину с учетом подмешивания охлаждающего воздуха.

29.1. Истинная теплоемкость охлаждающего воздуха при температуре $T_{\text{воз}} = 800 \text{ K}$:

$$c_{p\text{в ис}}(T_{\text{воз}}) = 1098.4 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

29.2. Истинная теплоемкость газа при температуре $T_{\text{тк}} = 1124.88 \text{ K}$:

$$c_{p\text{г ис}}(T_{\text{тк}}^*, \alpha) = 1236.01 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

29.3. Значение температуры смеси с предпоследней итерации $T_{\text{см}}^* = 1090.45 \text{ K}$.

29.4. Истинная теплоемкость смеси:

$$c_{p\text{г}}(T_{\text{см}}^*, \alpha_{\text{см}}) = 1218.484 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

29.5. Новое значение температуры смеси:

$$\begin{aligned} T_{\text{см}}^* &= \frac{c_{p\text{г ис}}(T_{\text{тк}}^*, \alpha) T_{\text{тк}}^* g_{\text{г.тк}} + c_{p\text{в}}(T_{\text{воз}}) T_{\text{воз}} g_{\text{воз}}}{c_{p\text{г ис}}(T_{\text{см}}^*, \alpha_{\text{см}}) g_{\text{г.тс}}} = \\ &= \frac{1236.01 \cdot 1124.88 \cdot 0.88 + 1098.4 \cdot 800 \cdot 0.12}{1218.484 \cdot 1.0} = 1090.66 \text{ K} \end{aligned}$$

29.6. Значение невязки:

$$\delta = \frac{|T_{\text{см}}^* - T_{\text{см}}^*|}{T_{\text{см}}^*} \cdot 100\% = \frac{|1090.45 - 1090.66|}{1090.45} \cdot 100\% = 0.0194\%$$

30. Температура на выходе из силовой турбины из предыдущей итерации:

$$T_{\text{тс}}^* = 777.94 \text{ K}.$$

31. Истинная теплоемкость газа при данной температуре:

$$c_{p\text{г ис}}(T_{\text{тс}}^*, \alpha_{\text{см}}) = 1240.93 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

32. Коэффициент адиабаты:

$$k_{\text{г ис}}(T_{\text{тс}}^*) = \frac{c_{p\text{г ис}}}{c_{p\text{г ис}} - R_{\text{г}}} = \frac{1240.93}{1240.93 - 300.67} = 1.3198$$

33. Критическая скорость звука на выходе из выходного устройства:

$$a_{\text{кр вых}} = \sqrt{\frac{2k_{\Gamma \text{ ис}}}{k_{\Gamma \text{ ис}} + 1} \cdot R_{\Gamma} T_{\text{ТС}}^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot k_{1.3198}}{1.3198 + 1} \cdot 300.67 \cdot 777.94} = 515.89 \text{ м/с}$$

34. Приведенная скорость на выходе из выходного устройства:

$$\lambda_{\text{вых}} = \frac{c_{\text{вых}}}{a_{\text{кр вых}}} = \frac{100}{515.89} = 0.194$$

35. Давление торможения на выходе из выходного устройства

$$\begin{aligned} p_{\text{вых}}^* &= \frac{p_{\text{н}}}{\left(1 - \frac{k_{\Gamma \text{ ис}} - 1}{k_{\Gamma \text{ ис}} + 1} \cdot \lambda_{\text{вых}}^2\right)^{\frac{k_{\Gamma \text{ ис}}}{k_{\Gamma \text{ ис}} - 1}}} = \\ &= \frac{0.1 \cdot 10^6}{\left(1 - \frac{1.3198 - 1}{1.3198 + 1} \cdot 0.2\right)^{\frac{1.3198}{1.3198 - 1}}} = 0.1035 \cdot 10^6 \text{ Па} \end{aligned}$$

36. Определим давление торможения за силовой турбиной:

$$p_{\text{ТС}}^* = \frac{p_{\text{вых}}^*}{\sigma_{\text{вых}}} = \frac{0.1035 \cdot 10^6}{0.99} = 0.1046 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

37. Степень понижения давления в силовой турбине:

$$\pi_{\text{ТС}} = \frac{p_{\text{ТК}}^*}{p_{\text{ТС}}^*} = \frac{0.4578 \cdot 10^6}{0.1046 \cdot 10^6} = 4.378$$

38. Коэффициент адиабаты из предыдущей итерации:

$$k_{\Gamma} = 1.3407$$

39. Адиабатический КПД в силовой турбине:

$$\eta_{\text{ТС}}^* = \frac{1 - \pi_{\text{ТС}}^{\frac{(1-k_{\Gamma})\eta_{\text{ТСП}}^*}{k_{\Gamma}}}}{1 - \pi_{\text{ТС}}^{\frac{1-k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}}}}} = \frac{1 - 4.378^{\frac{(1-1.3407) \cdot 0.9}{1.3407}}}{1 - 4.378^{\frac{1-1.3407}{1.3407}}} = 0.916$$

40. Определим температуру торможения на выходе из силовой турбины:

$$T_{\text{ТС}}^* = T_{\text{СМ}}^* \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{p_{\text{ТК}}^*}{p_{\text{ТС}}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} \right] \cdot \eta_{\text{ТС}}^* \right\} =$$

$$= 1090.45 \cdot \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{0.4578 \cdot 10^6}{0.1046 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1.3407}{1.3407-1}} \right] \cdot 0.916 \right\} = 777.93 \text{ K}$$

41. Погрешность определения температуры за силовой турбиной:

$$\delta = \frac{|T_{\text{ТС}}^* - T_{\text{ВЫХ}}^*|}{T_{\text{ВЫХ}}^*} \cdot 100\% = \frac{|777.93 - 777.94|}{777.93} \cdot 100\% = 0.001\%$$

42. Определим уточненное значение показателя адиабаты газа.

42.1. Средняя удельная теплоемкость в интервале температур от 288 K до $T_{\text{СМ}}^*$:

$$c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\text{ТК}}^*, \alpha_{\text{СМ}}) = 1121.56 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

42.2. Средняя удельная теплоемкость в интервале температур от 288 K до $T_{\text{ТС}}^*$:

$$c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\text{СМ}}^*, \alpha_{\text{СМ}}) = 1083.45 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

42.3. Новое значение средней теплоемкости в интервале температуре от $T_{\text{ТС}}^*$ от $T_{\text{СМ}}^*$:

$$c'_{p\Gamma} = \frac{c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\text{СМ}}^*)(T_{\text{СМ}}^* - T_0) - c_{p\Gamma \text{ ср}}(T_{\text{ТС}}^*)(T_{\text{ТС}}^* - T_0)}{T_{\text{СМ}}^* - T_{\text{ТС}}^*} =$$

$$= \frac{1121.56 \cdot (1090.45 - 273) - 1083.45 \cdot (777.93 - 273)}{1090.45 - 777.93} = 1183.12 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

42.4. Новое значение показателя адиабаты:

$$k'_{\Gamma} = \frac{c'_{p\Gamma}}{c'_{p\Gamma} - R_{\Gamma}} = \frac{1183.12}{1183.12 - 300.67} = 1.3407$$

42.5. Погрешность определения показателя адиабаты:

$$\delta = \frac{|k'_\Gamma - k_\Gamma|}{k_\Gamma} \cdot 100\% = \frac{|1.3407 - 1.3407|}{1.3407} \cdot 100\% = 0.0\%$$

43. Определим значение теплоемкости газа в свободной турбине:

$$c_{p\Gamma} = \frac{k'_\Gamma}{k'_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma = \frac{1.3407}{1.3407 - 1} \cdot 300.67 = 1183.12 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

44. Определим удельную работу силовой турбины:

$$L_{\text{тс}} = c_{p\Gamma}(T_{\text{тс}}^* - T_{\text{тс}}^*) = 1183.12 \cdot (1090.45 - 777.93) = 0.3697 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}$$

45. Определим удельную мощность ГТД:

$$N_{e \text{ уд}} = L_{\text{тс}} g_{\Gamma, \text{тс}} \eta_{\text{м.тс}} \eta_{\text{р}} = 0.3697 \cdot 10^6 \cdot 0.9998 \cdot 0.99 \cdot 0.99 = 0.3623 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг}$$

46. Определим экономичность ГТД:

$$C_e = \frac{3600}{N_{e \text{ уд}}} g_{\text{т}} g_{\text{вх.кс}} = \frac{3600}{0.3623 \cdot 10^6} \cdot 0.023 \cdot 0.86 = 0.1966 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{Вт} \cdot \text{ч})$$

47. Определим КПД ГТД:

$$\eta_e = \frac{3600}{C_e Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{3600}{0.1966 \cdot 10^{-3} \cdot 48.412 \cdot 10^6} = 0.3783$$

48. Определим расход воздуха:

$$G_{\text{в}} = \frac{N_e}{N_{e \text{ уд}}} = \frac{16.0 \cdot 10^6}{0.3623 \cdot 10^6} = 44.161 \text{ кг}/\text{с}$$

49. Расход топлива:

$$G_{\text{т}} = g_{\text{т}} g_{\text{вх.кс}} G_{\text{в}} = 0.023 \cdot 0.86 \cdot 44.161 = 0.874 \text{ кг}/\text{с}$$

4.1.5 Параметры дожимного компрессора.

1. Дожимной компрессор: ТАКАТ-9/13-33,5.
2. Средняя теплоемкость природного газа: $c_{p \text{ пг.ср}} = 2300.0 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.
3. Средний показатель адиабаты: $k_{\text{пг.ср}} = 1.31$.
4. Плотность по ГСССД 160-93 при давлении $p_{\text{вх}}$: $\rho_{\text{пг}} = 9.15 \text{ кг}/\text{м}^3$.
5. Адиабатический КПД компрессора: $\eta_{\text{ад}} = 0.82$.
6. КПД электродвигателя: $\eta_{\text{эд}} = 0.95$
7. Массовый расход: $G_{\text{г}} = G_{\text{т}} = 0.874$.
8. Температура на входе: $T_{\text{вх}} = 288 \text{ К}$.
9. Начальное давление: $p_{\text{вх}} = 1.3 \text{ МПа}$.
10. Давление на выходе: $p_{\text{вых}} = 2.2053 \text{ МПа}$.
11. Степень повышения давления:

$$\pi = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} = \frac{2.2053}{1.3} = 1.696$$

12. Температура на выходе:

$$\begin{aligned} T_{\text{вых}} &= T_{\text{вх}} \cdot \left[1 + \frac{\pi^{\frac{k_{\text{пг.ср}}-1}{k_{\text{пг.ср}}}} - 1}{\eta_{\text{ад}}} \right] = \\ &= 288 \cdot \left[1 + \frac{1.696^{\frac{1.31-1}{1.31}} - 1}{0.82} \right] = 334.79 \text{ К} \end{aligned}$$

13. Удельная работа:

$$L_e = c_{p \text{ пг.ср}} \cdot (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}) = 2300.0 \cdot (334.79 - 288) = 107.62 \text{ КДж}/\text{кг}$$

14. Мощность электродвигателя для привода компрессора:

$$N_{\text{эл}} = \frac{L_e}{G_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{эд}}} = \frac{107.62}{0.874 \cdot 0.95} = 129.66 \text{ кВт}.$$

15. Электрическая мощность за вычетом затрат на привод компрессора:

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{эГ}} - N_{\text{к}} = 15.87 \text{ МВт.}$$

16. Производительность компрессора:

$$Q = \frac{60 \cdot G_{\text{г}}}{\rho_{\text{гг}}} = \frac{60 \cdot 0.874}{9.15} = 5.731 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

4.2 Расчет компрессора.

4.2.1 Поступенчатый расчет по средней линии тока.

4.2.2 Профилирование лопаточного аппарата.

4.3 Расчет камеры сгорания.

4.4 Расчет турбины компрессора.

4.4.1 Поступенчатый расчет.

4.4.2 Профилирование лопаточного аппарата.

4.5 Расчет силовой турбины.

4.5.1 Поступенчатый расчет.

4.5.2 Профилирование лопаточного аппарата.

4.6 Прочностные расчеты.

5 Научно-исследовательская часть.

5.1 Конструкция системы охлаждения лопатки СА первой ступени турбины компрессора.

5.2 Расчет конвективно-пленочной системы охлаждения СА первой ступени турбины компрессора.

5.3 Расчет переменных режимов работы установки.

6 Технологическая часть.

7 Организационно-экономическая часть.

8 Экология и промышленная безопасность.

9 ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Список литературы

[1]

[2]

[3]

[4]

[5]

[6]

[7]

[8]

[9]