

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П.КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

В.Н. БЕЛОЗЕРЦЕВ

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» в качестве учебного пособия

САМАРА
Издательство СГАУ
2014

УДК 621.4(075)
ББК 31.261.68я7
Б435

Белозерцев, Виктор Николаевич
Б435 **Специальные циклы газотурбинных двигателей:** учеб. пособие /
В.Н. Белозерцев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2014. –
108 с.

ISBN 978-5-7883-0976-4

УДК 621.4(075)
ББК 31.261.68я7

ISBN 978-5-7883-0976-4

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2014

Оглавление

Введение	4
2. Состояние и перспективы развития парогазотурбинных установок. Автономные и децентрализованные системы теплоснабжения	10
3. Циклы прямые и обратные, обратимые и необратимые, реальные циклы.....	12
3. Термический к.п.д. идеального и реального циклов Карно.....	16
4. Образцовые теоретические паровые и газовые циклы.....	19
5. Краткая история и основные пути развития ГТУ.	25
6. Схема и цикл ГТУ при подводе теплоты при $p=\text{const}$	28
7. ГТУ с подводом теплоты при $v=\text{const}$	30
8. Способ повышения эффективности ГТУ при использовании многоступенчатого повышения давления в компрессоре.....	33
9. Способ повышения эффективности ГТУ при использовании многоступенчатого расширения в турбине.....	35
10. Повышение эффективности ГТУ с силовой турбиной.....	36
11. Повышение эффективности ГТУ в схеме с регенеративным теплообменником.....	40
12. Метод последовательных приближений при решении задач с учётом реальности свойств рабочего тела.....	43
13. Особенности расчёта состава рабочих тел ГТУ и теплофизических характеристик от процессов, протекающих в ГТУ.....	48
14. Использование П-і-Т функций для расчёта процессов цикла ГТУ .	52
15. Реальный цикл ГТУ в p-v и T-S координатах.....	53
16. Влияние на эффективность в ГТУ реальных процессов в компрессоре.....	57

17. Принципы газодинамического расчёта в моделировании осевых компрессоров.....	58
18. Влияние на эффективность ГТУ реальных процессов расширения в турбине.....	65
19. Классификация ПГУ.....	71
20. Утилизационные ПГУ с котлом утилизатором.	74
21. ПГУ с низконапорным парогенератором.....	79
22. Принципиальная схема и принцип работы ПГУ с газовым регенеративным подогревателем.	81
23. Принципиальная схема и принцип работы ПГУ с двухконтурным котлом утилизатором.....	83
24. Расчет котла-утилизатора	86

Введение

В 1774 году Уатт Джеймс в результате ряда экспериментов создал уникальную паровую машину. Для обеспечения работы двигателя он применил центробежный регулятор, соединённый с заслонкой на выпускном паропроводе. Уатт детально исследовал работу пара в цилиндре, впервые сконструировав для этой цели индикатор. В 1782 году Уатт получил английский патент на паровой двигатель с расширением. Он же ввёл первую единицу мощности — лошадиную силу (позднее его именем была названа другая единица мощности — ватт). Паровая машина Уатта благодаря экономичности получила широкое распространение и сыграла огромную роль в переходе к машинному производству.

Итальянский анатом Луиджи Гальвани в 1791 году опубликовал труд «Трактат о силах электричества при мышечном движении». Опыты Гальвани натолкнули на изобретение нового источника электричества профессора Тессинского университета Алессандро Вольта. Он представлял собой набор пластин из двух металлов, меди и цинка, разделенных прокладками из войлока, смоченного в соляном растворе или щелочи. Вольта создал прибор, способный за счет химической энергии производить электризацию тел и, следовательно, поддерживать в проводнике движение зарядов, то есть электрический ток

В начале XIX века опыты с электрическим током привлекали внимание ученых из разных стран. В 1802 году итальянский ученый Романьози обнаружил отклонение магнитной стрелки компаса под влиянием электрического тока, протекавшего по расположенному вблизи проводнику. В 1820 году это явление в своем докладе подробно описал датский физик Ханс Христиан Эрстед. Однако правильно объяснить причину явления, которое описал Эрстед, первым сумел французский ученый Андре Мари Ампер. Оказалось, ток способствует возникновению в проводнике

магнитного поля. Одной из важнейших заслуг Ампера было то, что он впервые объединил два разобщенных ранее явления – электричество и магнетизм – одной теорией электромагнетизма и предложил рассматривать их как результат единого процесса природы. Воодушевленный открытиями Эрстеда и Ампера, другой ученый, англичанин Майкл Фарадей предположил, что не только магнитное поле может воздействовать на магнит, но и наоборот – движущийся магнит будет оказывать воздействие на проводник.

Позже это открытие послужило основой для создания трех главных устройств электротехники – электрического генератора, электрического трансформатора и электрического двигателя. Русский учёный Василий Петров, первым в мире в 1802 году описавший явление электрической дуги, не жалел себя при проведении экспериментов В 1875 году Павел Николаевич Яблочков создает электрическую свечу, состоящую из двух угольных стержней, расположенных вертикально и параллельно друг другу, между которыми проложена изоляция из каолина (глины). В свою очередь, Александр Николаевич Лодыгин ещё в 1872 году предложил вместо угольных электродов использовать нить накаливания, которая при протекании электрического тока ярко светилась. В 1874 году Лодыгин получил патент на изобретение лампы накаливания с угольным стерженьком и ежегодную Ломоносовскую премию Академии наук. Устройство было запатентовано также в Бельгии, Франции, Великобритании, Австро-Венгрии.

Тогда же в 1876 году в России была сооружена первая электростанция на Сормовском машиностроительном заводе, ее прародительница была построена в 1873 году под руководством бельгийско-французского изобретателя З.Т. Грамма для питания системы освещения завода, так называемая блок-станция. В 80-е годы возникли первые центральные станции, они были более целесообразны и более экономичны, чем блок-станции, так как снабжали электричеством сразу много предприятий.

Первая в мире центральная станция была пущена в работу в 1882 году в Нью-Йорке, она имела мощность 500 кВт.

В Москве электрическое освещение впервые появилось в 1881 году, уже в 1883 году электрические светильники иллюминировали Кремль. Специально для этого была сооружена передвижная электростанция, которую обслуживали 18 локомотивов и 40 динамо-машин. Первая стационарная городская электростанция появилась в Москве в 1888 году.

Предшественница современных ветроэлектростанций с горизонтальной осью имела мощность 100 кВт и была построена в 1931 году в Ялте. Она имела башню высотой 30 метров. К 1941-му году единичная мощность ветроэлектростанций достигла 1,25 МВт.

План ГОЭЛРО

В России создавались электростанции в конце XIX и начале XX веков, однако, бурный рост электроэнергетики и теплоэнергетики в 20-е годы XX столетия после принятия по предложению В.И. Ленина плана ГОЭЛРО (Государственной электрификации России).

22 декабря 1920 года VIII Всероссийский съезд Советов рассмотрел и утвердил Государственный план электрификации России – ГОЭЛРО, подготовленный комиссией, под председательством Г.М. Кржижановского.

В плане много уделялось проблеме использования местных энергетических ресурсов (торфа, воды рек, местного угля и др.) для производства электрической энергии.

8 октября 1922 года состоялся официальный пуск станции «Уткина заводь» - первой торфяной электростанции в Петрограде.

Первая ТЭЦ России

В 1925 году запустили Шатурскую электростанцию на торфе, в тот же год на Каширской электростанции начали освоение новой технологии сжигания подмосковного угля в виде пыли.

Днем начала теплофикации в России можно считать 25 ноября 1924 года – тогда заработал первый теплопровод от ГЭС-3, предназначенный для общего пользования в доме номер девяносто шесть на набережной реки Фонтанки. Электростанция № 3, которую переоборудовали для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, является первой в России теплоэлектроцентралью, а Ленинград – пионером теплофикации. Централизованное снабжение горячей водой жилого дома функционировало без сбоев, и через год ГЭС-3 стало снабжать горячей водой бывшую Обуховскую больницу и бани, находящиеся в Казачьем переулке. В ноябре 1928 года к тепловым сетям государственной электростанции № 3 подключили здание бывших Павловских казарм, располагавшихся на Марсовом поле.

В 1926 году была пущена в эксплуатацию мощная Волховская ГЭС, энергия которой по линии электропередачи напряжением 110 кВ, протяженностью 130 км поступала в Ленинград.

Атомная энергетика XX века

20 декабря 1951 года, ядерный реактор впервые в истории произвел пригодное для использования количество электроэнергии — в нынешней Национальной Лаборатории INEEL Департамента энергии США. Реактор выработал достаточную мощность, чтобы зажечь простую цепочку из четырех 100-ваттных лампочек. После второго эксперимента, проведенного на следующий день, 16 участвовавших в нем учёных и инженеров «увекочевчили» свое историческое достижение, написав мелом свои имена на бетонной стене генератора.

Советские ученые приступили к разработке первых проектов мирного использования атомной энергии ещё во второй половине 1940-х годов. А 27 июня 1954 года в городе Обниск была запущена первая атомная электростанция.

Пуск первой АЭС ознаменовал открытие нового направления в энергетике, получившего признание на 1-й Международной научно-технической конференции по мирному использованию атомной энергии (август 1955, Женева). К концу XX века в мире насчитывалось уже более 400 атомных электростанций.

Современная энергетика. Конец XX века

Конец XX века ознаменован различными событиями, связанными как с высокими темпами строительства новых станций, началом развития возобновляемых источников энергии, так и с появлением первых проблем от сформировавшейся огромной мировой энергосистемы и попытками их решить.

Блэкаут.

В сентябре 1985 года состоялось пробное включение генератора первой солнечной электростанции СССР в сеть. Проект первой в СССР Крымской СЭС был создан в начале 80-х в рижском отделении института «Атомтеплоэлектропроект» при участии тринадцати других проектно-конструкторских организаций Министерства энергетики и электрификации СССР. Полностью станция вступила в строй в 1986 году.

Развитие энергетики неотделимо от проблем, связанных с загрязнением окружающей среды. В Киото (Япония) в декабре 1997 года в дополнение к Рамочной конвенции ООН об изменении климата был принят Киотский протокол. Он обязывает развитые страны и страны с переходной экономикой сократить или стабилизировать выбросы парниковых газов в 2008 – 2012 годах по сравнению с 1990 годом. Период подписания протокола открылся 16 марта 1998 года и завершился 15 марта 1999 года.

По состоянию на 26 марта 2009 Протокол был ратифицирован 181 страной мира (на эти страны совокупно приходится более чем 61 % общемировых выбросов). Заметным исключением из этого списка являются США. Первый период осуществления протокола начался 1 января 2008 года

и продлится пять лет до 31 декабря 2012 года, после чего, как ожидается, на смену ему придёт новое соглашение.

XXI век, а точнее 2008 год, стал знаковым для энергетической системы России, было ликвидировано Российское открытое акционерное общество энергетики и электрификации «ЕЭС России» (ОАО РАО «ЕЭС России») – российская энергетическая компания, существовавшая в 1992—2008 годах. Компания объединяла практически всю российскую энергетику, являлась монополистом на рынке генерации и энерготранспортировки России. На её месте возникли государственные естественно-монопольные компании, а также приватизированные генерирующие и сбытовые компании.

В XXI веке в России строительство электростанций выходит на новый уровень, начинается эра применения парогазового цикла. Россия способствует наращиванию новых генерирующих мощностей. 28 сентября 2009 года началось строительство Адлерской теплоэлектростанции. Станция будет создана на основе 2-х энергоблоков парогазовой установки общей мощностью 360 МВт (тепловая мощность — 227 Гкал/ч) с КПД 52%.

Современная технология парогазового цикла обеспечивает высокий КПД, низкий расход топлива и снижение уровня вредных выбросов в атмосферу в среднем на 30% по сравнению с традиционными паросиловыми установками. В будущем ТЭС должна стать [space] не только источником тепла и электричества для объектов зимних Олимпийских игр 2014 года, но и весомым вкладом в энергобаланс г. Сочи и прилегающих районов. ТЭС включена в утвержденную Правительством РФ Программу строительства олимпийских объектов и развития г. Сочи как горноклиматического курорта.

2. Состояние и перспективы развития парогазотурбинных установок. Автономные и децентрализованные системы теплоснабжения

Комбинирование установок, в которых различные рабочие тела используются в оптимальных для каждого из них температурных интервалах, позволяет существенно повысить термический КПД цикла и эффективный КПД суммарной установки. Именно на ПГУ достигнута самая высокая из всех тепловых машин эффективность преобразования теплоты в работу. Применение парогазовых установок с различными вариантами схем для строительства новых энергетических установок и модернизации существующих ПГУ является одним из основных направлений развития энергетики.

Уже на сегодняшний день КПД современных ГТУ при их работе по простому циклу достигает 38...38,5 % при единичной мощности до 280 МВт. Это позволяет получить КПД ПГУ на уровне 58 %. С ростом температуры газов на входе до 1427 °С становится реальным достижение КПД ПГУ 60 %, а при повышении температуры газов до 1500 °С - и 62 %. Естественно, что при этом предполагается также и совершенствование ПТУ с повышением ее экономичности путем увеличения параметров пара (вплоть до использования сверхкритического давления), совершенствования проточной части, сокращения протечек пара через уплотнения и т.д. В настоящее время строительство ПГУ является преобладающей тенденцией в современной теплоэнергетике. Это обусловлено следующими преимуществами газотурбинных и парогазовых ТЭС по сравнению с паротурбинными (паросиловыми) ТЭС:

Умеренной стоимостью установленной единицы мощности ПГУ, что связано с меньшим объемом строительной части, с отсутствием сложного энергетического котла, дорогой дымовой трубы, системы ре-

генеративного подогрева питательной воды, использованием более простых паровой турбины и системы технического водоснабжения.

Существенно меньшим строительным циклом ПГУ. ПГУ, как и ПСУ, можно вводить поэтапно, что упрощает проблему инвестиций.

Достаточно высокой экономичностью ПГУ. Одноконтурная ПГУ с ГТУ, имеющей начальную температуру примерно 1000 °С, может иметь абсолютный КПД около 42 %. КПД трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, в которой температура газов перед газовой турбиной находится на уровне 1450 °С, достигает 60 %.

Существенно меньшими выбросами оксидов азота (NO_x). Это обусловлено не только тем, что в ГТУ сжигается газ, а многие паросиловые ТЭС работают на угле, но и тем, что в топках энергетических котлов применяется диффузионный (а не кинетический) принцип сжигания с большими избытками воздуха и длительным пребыванием топливовоздушной смеси при высокой температуре.

Высокой маневренностью ПГУ, обеспечиваемой наличием в ее схеме ГТУ, нагрузку которой можно изменять в течение нескольких минут. Для реализации этих потенциальных маневренных возможностей паротурбинная установка (ПТУ) должна быть оснащена байпасным трубопроводом перегретого пара. Для возможности глубокого разгрузки ПГУ она должна быть многовальневой.

При одинаковой мощности паросиловой и парогазовой ТЭС потребление охлаждающей воды ПГУ примерно втрое меньше. Это определяется тем, что мощность паросиловой части ПГУ составляет 1/3 от общей мощности, а ГТУ охлаждающей воды практически не требует.

Основным недостатком энергетических ПГУ является то, что в камере сгорания ГТУ сжигается природный газ. Использование тяжелых сортов жидкого и тем более твердого топлива требует сложных систем подготовки (газификации) топлива и очистки образующегося горючего

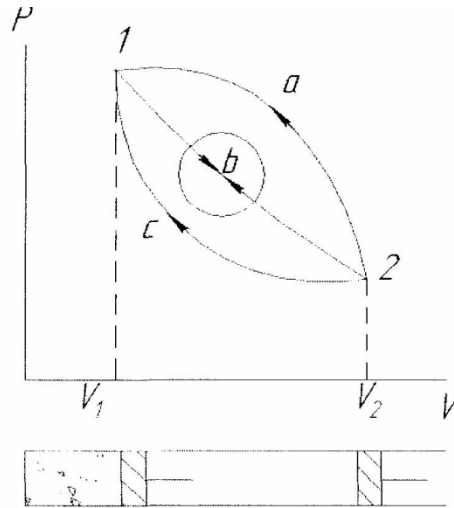
газа, что приводит к существенному уменьшению КПД (до 42-44 %). В России имеются возможности для сооружения ПГУ, так как доля используемого для энергетики природного газа превышает 60 % и половина его используется по экологическим соображениям на ТЭЦ.

В РФ работает ряд газотурбинных ТЭС: ГРЭС им. Классона ОАО "Мосэнерго", Северо-Западная ТЭЦ (г. Санкт-Петербург), Краснодарская ТЭС, Якутская ГРЭС и др.

Совершенствование стационарных ГТУ связано в первую очередь с освоением высоких температур рабочего тела (до 1300-4500 °С) и повышением единичной мощности (до 250-300 МВт и выше), что позволяет рассматривать ГТУ как весьма перспективный двигатель парогазовых ТЭС.

3. Циклы прямые и обратные, обратимые и необратимые, реальные циклы.

Рассмотрим термодинамический процесс в результате, которого тело перешло из состояния 1 с параметрами p_1, u_1, T_1 в состояние 2 с параметрами p_2, u_2, T_2 — предположим это процесс расширения — 1 — b — 2, работа расширения равна площади 1 — b — 2 — 3 — 4.



Теперь необходимо газ вновь вернуть из состояния 2 в состояние 1.

Это возможно различным образом или 2 — а — 1 или 2 — с — 1 или 2 — b — 1.

1) процесс (2 — а — 1) — $l_{сж} = 2a1432$;

($l_{расш.} - l_{сж}$) < 0; $l_{сж} > l_{расш.}$; $l_{пол} < 0$;

2) процесс 2 — b — 1; $l_{сж} = l_{расш.}$; $l_{пол} = 0$;

3) процесс 2 — с — 1; $l_{сж} < l_{расш.}$; $l_{пол} > 0$; $l_{пол} = пл1в2 - c - 1$.

Как видно из вышеизложенного, если процесс сжатия идет по 2 — b — 1, то это обратимый процесс, в котором газ последовательно, но в обратном направлении проходит те же состояния.

Обратимые процессы — это чисто теоретические процессы; действительные процессы всегда в большей или меньшей степени необратимы, поскольку для полной обратимости процесса необходимы следующие условия:

1) механическое равновесие, т.е. равенство давлений газа и среды;

2) термическое равновесие $T_r = T_{окр.ср.}$;

3) отсутствие диссипативных эффектов, таких как трение, турбулентность и т.п.

В реальных процессах, если не выполняется хоть одно из перечисленных условий, то процесс необратимый.

Замкнутый процесс в результате, которого газ возвращается в свое исходное состояние, называется термодинамическим циклом или круговым процессом.

В диаграмме состояния такой процесс изображается замкнутой линией.

Цикл, состоящий из обратимых процессов, называется обратимым циклом. Если один из входящих в цикл процессов необратим, то цикл называется необратимым.

Т.к. в результате совершения цикла газ приходит в начальное состояние, то изменение внутренней энергии за цикл равно нулю $\Delta u = 0$.

Если цикл протекает по движению часовой стрелки $2 \rightarrow c \rightarrow 1 \rightarrow b \rightarrow 2$ — это прямой цикл, $l_{\text{пол}} > 0$ — газ совершает работу (ДВС, ГТУ, ГТД, ЖРД).

Если цикл протекает в направлении против движения стрелки — обратный цикл, $l_{\text{пол}} < 0$ — над газом совершается работа (холодильные установки, компрессоры, насосы, вентиляторы).

Для осуществления замкнутости цикла необходимо наличие: рабочего тела, верхнего и нижнего источников тепла:

$$L_{\text{ц}} = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}},$$

Где $l_{\text{расш}} = q_1$ — подведенному теплу в цикле; $l_{\text{сж}} = q_2$ — отведенному теплу в цикле.

Таким образом, $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2$.

Степень совершенства преобразования теплоты в работу в цикле оценивается отношением полученной работы $l_{\text{ц}}$ к подведенной теплоте.

Это отношение называют термическим КПД цикла и обозначают:

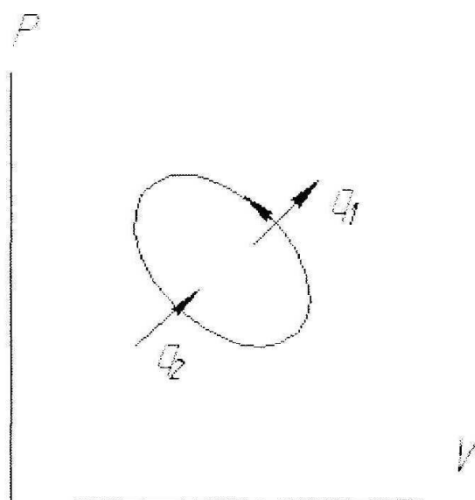
$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}; \quad \eta_t < 1.$$

Для оценки работы холодильных машин применяется холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\delta}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2},$$

где q_2 — тепло, передаваемое от холодного источника к рабочему телу; q_1 — теплота, передаваемая нагревателю;

$$q_1 = q_2 + l_{\delta}.$$



В холодильной машине теплота $q_{\text{ц}}$ — выбрасывается в окружающую среду — источник неограниченной емкости.

Машины, основным продуктом производства которых, является теплота q_1 , передаваемая в источник ограниченной емкости, называются тепловыми насосами.

Эффективность работы тепловых насосов оценивается отопительным коэффициентом, представляющим собой отношение теплоты q_1 — переданной потребителю к затраченной работе $l_{\text{ц}}$.

$$\phi = \frac{q_1}{l_{\dot{o}}} = \frac{q_1}{q_1 - q_2},$$

где q_2 — в этом случае отбирается от источника неограниченной емкости.

3. Термический к.п.д. идеального и реального циклов Карно

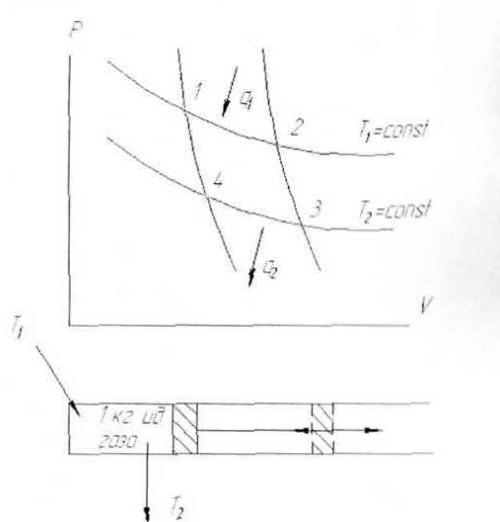
Циклы, состоящие из обратимых процессов, называются обратимыми циклами, нельзя смешивать с обратными циклами.

Цикл, дающий максимальное значение термического КПД, предложил Сади Карно.

Рассмотрим этот цикл.

Имеем 2 источника тепла: верхний, при температуре T_1 и нижний, при температуре T_2 , рабочее тело — идеальный газ. $T_1 > T_2$, при T_1 — тепло подводится, при T_2 — тепло отводится.

Так как температуры тел постоянны, а процессы подвода и отвода теплоты должны быть равновесными, то эти процессы могут быть только изотермными $T_1 = \text{const}$, $T_2 = \text{const}$.



Температура рабочего тела в цикле должна изменяться от T_1 до T_2 без теплообмена с окружающей средой. Таким образом, цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат. В точке 1 — находится рабочее тело с параметрами p_1 ; v_1 ; T_1 ;

1 — 2 — процесс изотермического расширения;

2 — 3 — процесс адиабатного расширения;

3 — 4 — процесс изотермического сжатия;

4 — 1 — процесс адиабатного сжатия.

Процесс 1 — 2 — изотермическое расширение;

$$l_{1-2} = RT_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

В изотермическом процессе $q_{1-2} = q_1 = l_{1-2}$.

Процесс 2 — 3 — адиабатное расширение;

$$l_{2-3} = \frac{R(T_1 - T_2)}{\kappa - 1}; \quad Q_{2-3} = 0; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_3} \right)^{\kappa - 1}.$$

Процесс 3 — 4 — изотермическое сжатие;

$$l_{3-4} = q_2 = RT_2 \cdot \ln \frac{v_4}{v_3} = -RT_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_4}.$$

Процесс 4 — 1 — адиабатное сжатие;

$$l_{4-1} = \frac{R(T_2 - T_1)}{\kappa - 1} = \frac{-R(T_1 - T_2)}{\kappa - 1};$$

$$q_{4-1} = 0; \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_1}{v_4} \right)^{\kappa - 1};$$

$$\begin{aligned} l_u &= \sum_{i=1}^n l_i = RT_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{R(T_1 - T_2)}{\kappa - 1} - RT_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} - \frac{R(T_1 - T_2)}{\kappa - 1} = \\ &= \left(RT_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} - RT_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} \right) = \\ &= R \left(T_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} - T_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} \right); \end{aligned}$$

$$l_{\dot{o}} = q_1 - q_2 = R \left(T_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} - T_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} \right);$$

$$\eta_t^\kappa = \frac{l_{\dot{o}}}{q_1} = \frac{R \left(T_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} - T_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} \right)}{RT_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}};$$

$$\left(\frac{v_2}{v_3} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_1}{v_4} \right)^{\kappa-1}; \quad \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\kappa-1};$$

$$(\kappa-1) \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = (\kappa-1) \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} \rightarrow \ln \frac{v_2}{v_1} = \ln \frac{v_3}{v_4},$$

Откуда

$$\eta_t^\kappa = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Анализ термического КПД идеального цикла Карно.

Теорема Карно

1) $\eta_i^\kappa = f(T_1; T_2)$ — зависит только от температур источника T_1 и приемника T_2 - теплоты и не зависит от рода рабочего тела;

2) $\eta_i^\kappa \uparrow$ с ростом T_1 , и с уменьшением T_2 .

Хотя в настоящее время имеется техническая возможность получения очень высоких температур (сотни тысяч градусов), однако в реальных двигателях использовать эти температуры практически не представляется возможным из-за материалов, поэтому интервал температур 1000-2000 К, в ракетных до 4000 К. Что касается T_2 , то она составляет -300 К.

3) $\eta_i^\kappa = 1$ при $T_1 = \infty$; $\eta_i^\kappa = 1$ при $T_2 = 0$ это практически невозможно, поэтому $\eta_i^\kappa < 1$ всегда, таким образом, невозможно создать двигатель, который бы все тепло превратил в работу в цикле - невозможен вечный двигатель 2-го рода.

4) $\eta_i = 0$ при $T_1 = T_2$ — невозможно совершить положительную работу, не имея разности температур, между верхним и нижним источником.

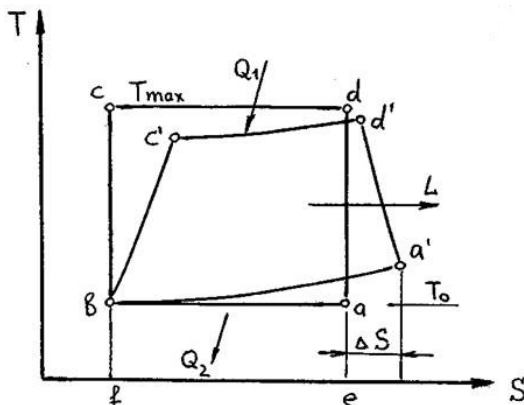


Рис 5. Цикл теплового двигателя в сравнении с циклом Карно.

4. Образцовые теоретические паровые и газовые циклы.

Цикл Ренкина с перегревом пара является основным циклом теплосиловых установок, применяемых в теплоэнергетике.

Схема теплосиловой установки, в которой осуществляется цикл Ренкина, представлен на рис. В этом случае применяют так называемый перегрев пара в специальном элементе котла 1- пароперегревателе (ПП), где пар нагревается до температуры, превышающей температуру насыщения при данном давлении. Из котла пар поступает в паровую турбину 2. При расширении в турбине поток пара приобретает значительную кинетическую энергию. На лопатках рабочего колеса эта энергия превращается в кинетическую энергию вращения рабочего колеса, а затем в электроэнергию с помощью электрогенератора 3, вращаемого турбиной. Далее пар поступает в специальные подогреватели-теплообменники (ПТ), в которых этот пар нагревает воду, используемую для отопительных целей (так называемый теплофикационный отбор); конденсатор 4- теплообменник, в котором с помощью охлаждающей воды от пара отводится тепло и пар конденсируется и поступает в насос 5 после чего конденсат вновь поступает в котёл и цикл

замыкается. Цикл Ренкина с перегретым паром в T, s -диаграмме показан на рисунке

2.1

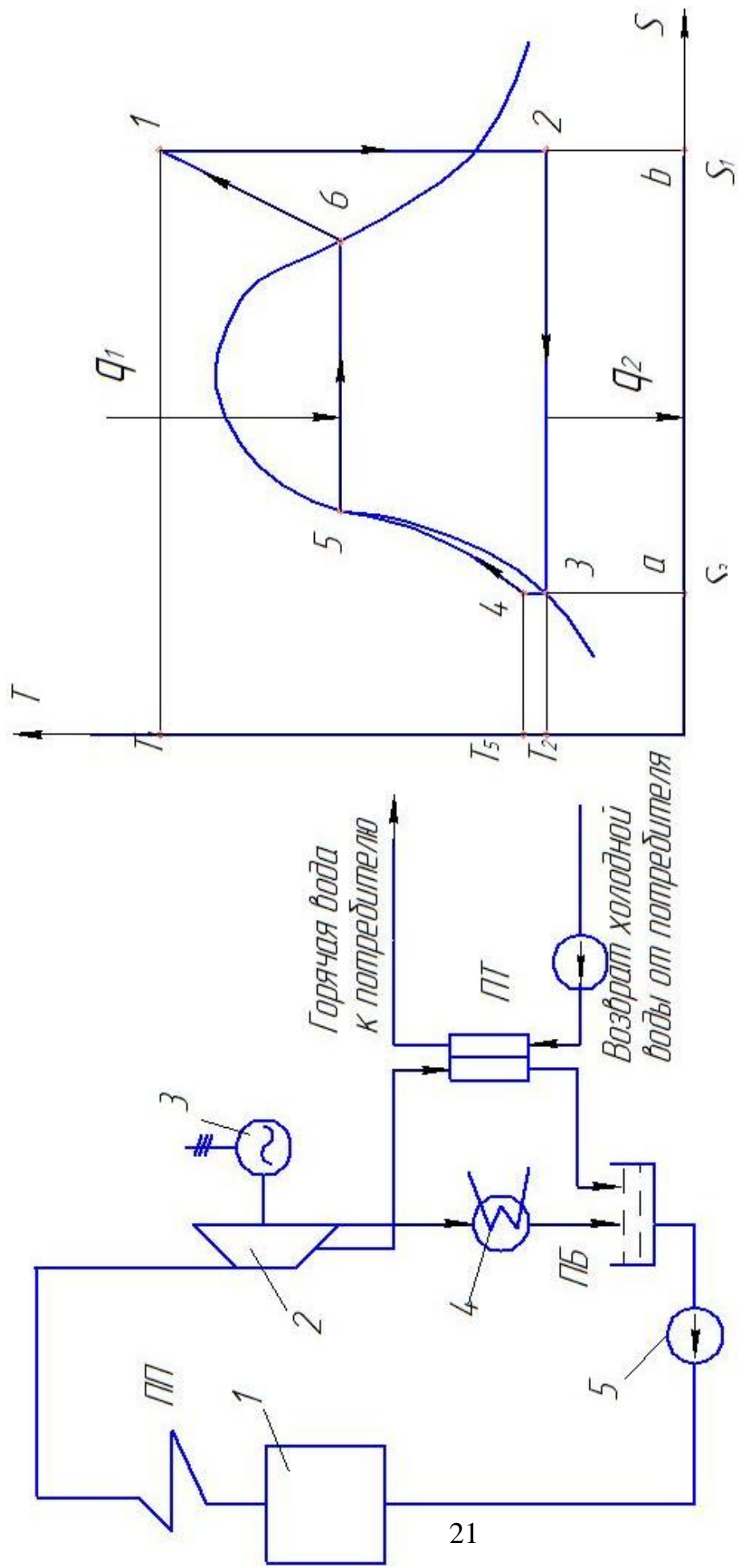


Рисунок 2.1 – Схема теплосиловой установки и диаграмма теплофикационного цикла Ренкина

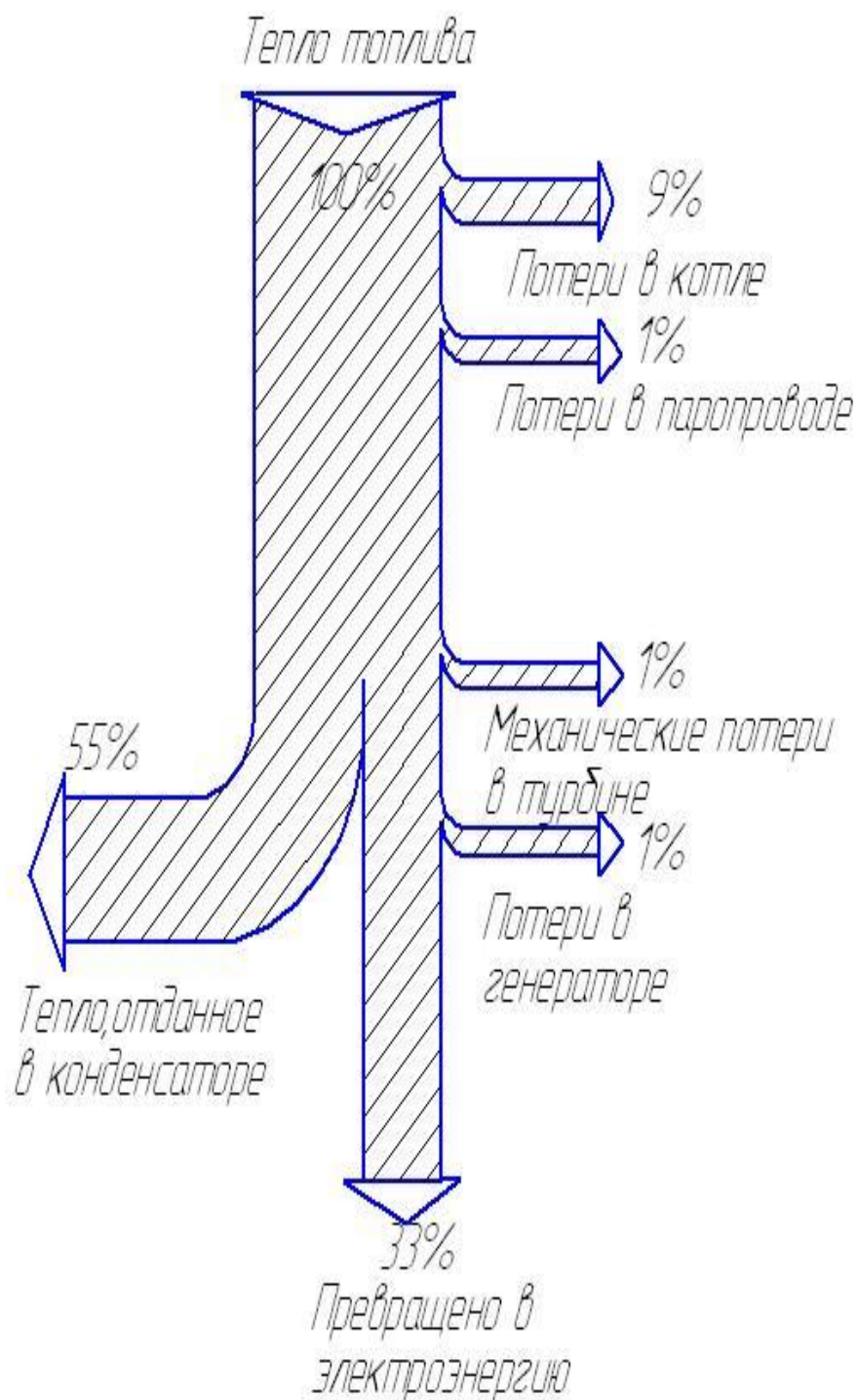


Рисунок 2.3 - Источник основных теплотерь в цикле Ренкина

Газотурбинной установкой (ГТУ) считают установку, имеющую 4 основных элемента: воздушный компрессор К, камеру сгорания КС и газовую турбину Т, ЭГ — электрогенератор (рисунок 3.1)

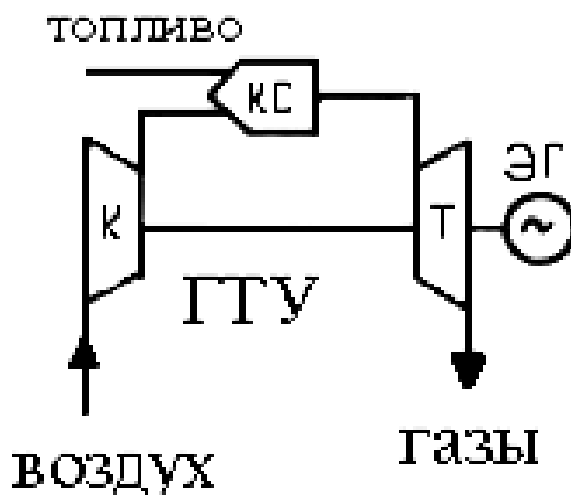


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема ГТУ

Принцип действия ГТУ сводится к следующему: воздух из атмосферы засасывается компрессором, сжимается в нем и под высоким давлением подается в камеру сгорания, куда одновременно с воздухом через форсунку подается основное топливо — газ. Смесь воспламеняется и далее происходит процесс горения топлива при постоянном давлении. При сгорании газозвушной смеси образуется энергия в виде потока раскаленных газов. Этот поток с высокой скоростью устремляется на рабочее колесо турбины и вращает его. При этом в турбине происходит расширение газа с уменьшением давления в диапазоне от давления в камере сгорания до атмосферного. Тем временем вращательная кинетическая энергия через вал турбины приводит в действие компрессор и электрический генератор (ЭГ). С клемм электрогенератора произведенное электричество, обычно через трансформатор, направляется в электросеть, к потребителям энергии.

В настоящее время газотурбинные установки начали широко применяться в малой энергетике. ГТУ предназначены для эксплуатации в

любых климатических условиях как основной или резервный источник электроэнергии и тепла для объектов производственного или бытового назначения. Области применения газотурбинных установок практически не ограничены: нефтегазодобывающая промышленность, промышленные предприятия, муниципальные образования.

Теоретический цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты (рисунок 3.2) состоит из процесса адиабатного сжатия воздуха 1—2 в компрессоре, процесса изобарного подвода теплоты 2—3 в камере сгорания и процесса адиабатного расширения 3—4 продуктов сгорания в соплах газовой турбины. После преобразования кинетической энергии струи газа на рабочих лопатках и процесса отвода теплоты 4—1 от газа в окружающую среду при постоянном давлении p_1 цикл завершается.

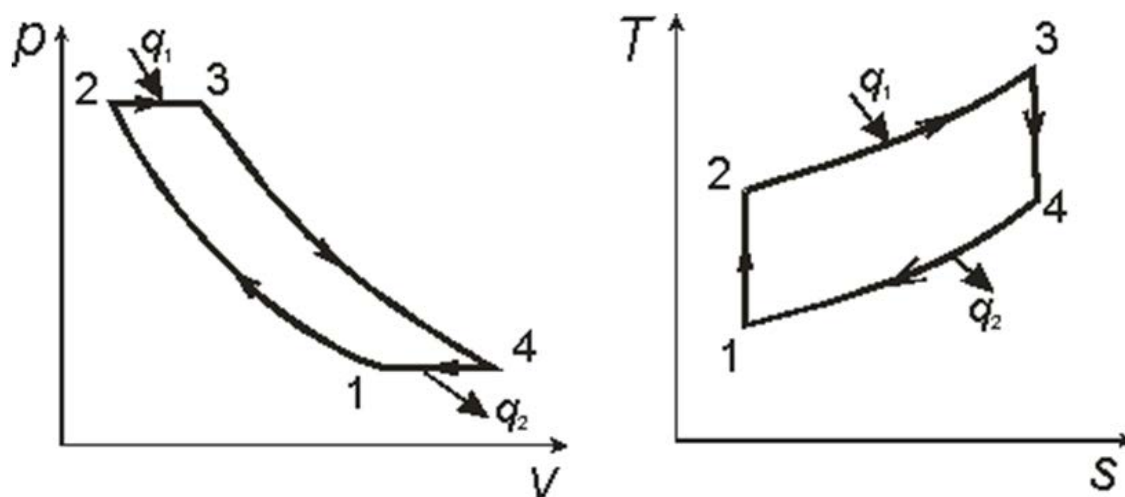


Рисунок 3.2 - Цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты рабочая (p-v) и тепловая (T-s) диаграммы

Полезная работа в цикле равна разности между технической работой турбины и технической работой, затраченной на привод компрессора.

Цикл газовой турбины с изобарным подводом теплоты характеризуется степенью повышения давления в цикле

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1}$$

Можно показать, что (вывод формулы термического к.п.д.)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}}$$

То есть термический КПД цикла ГТУ с подводом тепла при $p = \text{const}$ увеличивается с увеличением степени повышения давления.

5. Краткая история и основные пути развития ГТУ.

Идея использования энергии горячих дымовых газов для совершения механической работы известна человечеству очень давно. По имеющимся данным она была высказана и реализована еще Героном Александрийским, которым был построен прибор, где для целей вращения использовалась энергия восходящего горячего газового потока.

В 1791 году в Англии Джон Барбер впервые предложил и запатентовал идею создания ГТД с: газогенератором, поршневым компрессором, камерой сгорания газовой турбиной. Русский инженер-механик русского военно-морского флота Павел Дмитриевич Кузьминский в 1892 разработал проект, а в 1900г. построил ГТД со сгоранием топлива при постоянном давлении, предназначенный для небольшого катера. В этом ГТД была применена многоступенчатая газовая турбина. Испытания не были завершены из-за смерти Кузьминского. В 1900-04 была испытана ГТУ инженера Штольце. В этой установке впервые был применен многоступенчатый осевой компрессор. Из-за низких значений КПД турбины и компрессора испытания дали отрицательный результат: установка не могла самостоятельно работать даже на холостом ходу. Конструкция агрегата Штольце интересна тем, что в основных чертах она близка к современным газотурбинным двигателям. В 1906 французский инженер Р. Арманго и Ш. Лемаль построили ГТД, работавший на керосине, со сгоранием топлива при постоянном давлении, но из-за низкого кпд он не получил промышленного применения. Также в 1906 русский инженер В. В. Караводин спроектировал,

а в 1908 построил бескомпрессорный ГТД с 4 камерами прерывистого сгорания и газовой турбиной, который при 10 000 об/мин развивал мощность 1,2 квт (1,6 л.с.). В 1908 по проекту немца Хольцварта был построен ГТД прерывистого горения. Наибольший КПД, который был получен в опытах с турбинами Хольцварта за период до 1927 г. составил 14 %. В России многие ученые занимались проектированием и созданием ГТУ:

в 1909 инженер Н. В. Герасимов получил патент на ГТД, который был использован им для создания реактивной тяги (турбореактивный ГТД);

в 1913 М. Н. Никольской спроектировал ГТД мощностью 120 квт (160 л. с.) с трёхступенчатой газовой турбиной; в 1923 В. И. Базаров предложил схему ГТД, близкую к схемам современных турбовинтовых двигателей; в 1930 В. В. Уваров при участии Н. Р. Брилинга спроектировал, а в 1936 построил ГТД с центробежным компрессором. В начале 20-х годов в Харьковском политехническом институте в газотурбинной лаборатории, организованной еще профессором В.М. Маковским, создавались научные основы газовых турбин постоянного действия. Теоретические и экспериментальные исследования, выполненные В.М. Маковским и его учениками, позволили создать проект ГТУ непрерывного горения с использованием газообразного топлива. В 1936 году проект был готов, а в 1940 году Харьковским турбогенераторным заводом была изготовлена экспериментальная установка мощностью 735 кВт с начальной температурой газа 850°C.

В 1936 году проект был готов, а в 1940 году Харьковским турбогенераторным заводом была изготовлена экспериментальная установка мощностью 735 кВт с начальной температурой газа 850°C. Примерно с этого времени ГТУ непрерывного горения становятся основным направлением развития газотурбостроения. Их начинают внедрять на нефтеперерабатывающих заводах, судах и локомотивах, электростанциях.

Однако, в отличие от паровых турбин, добиться приемлемой экономичности ГТУ в это время не удавалось. В 20-е годы прошлого столетия многие специалисты считали крайне ограниченной возможность развития газотурбинных установок или отрицали их вообще. В 30-е гг. большой вклад в создание авиационных ГТД внесли советский конструктор А. М. Люлька, английский изобретатель Ф. Уиттл, немецкий инженер Л. Франц и др. В середине 30-х годов XX столетия начались работы по авиационным ГТД. За рубежом в 40-е гг. над созданием ГТД работали фирмы: «Юнкерс», «БМВ» (Германия), «Бристол Сидли», «Роллс-Ройс» (Великобритания), «Дженерал электрик» и «Дженерал моторс» (США), «Рато» (Франция) и др. Послевоенные годы ознаменовались интенсивным развитием стационарного энергетического газотурбостроения.

Особый прогресс был достигнут в США и Европе.

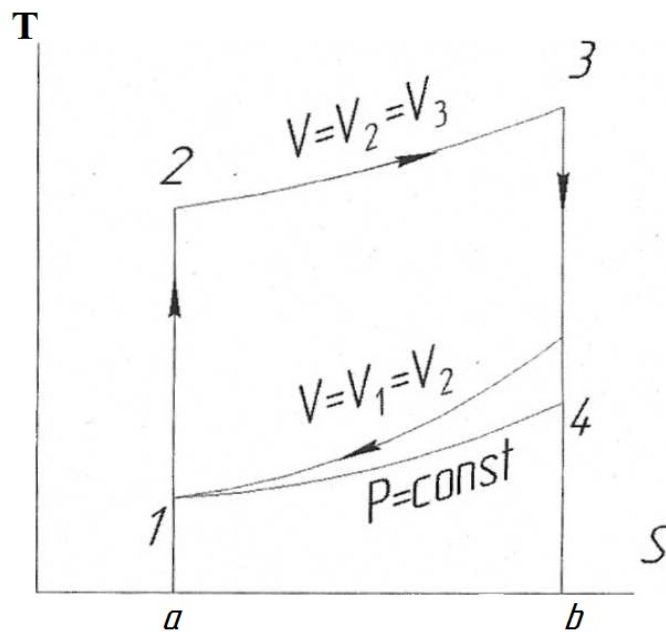
Широкоизвестные ведущие фирмы: «Дженерал электрик», «Вестингауз», «Солар», «Броун–Бовери», впоследствии АВВ, «Альстом», «Сименс», «Хитачи», «Мицубиси» создают совершенные и надежные высокоэкономичные стационарные энергетические газотурбинные установки.

Первые отечественные промышленные энергетические ГТУ были выпущены в СССР в 1955–1956 гг. Эти установки: ГТ-600-1,5, ГТ-700-4 (НЗЛ), ГТ-12-(ЛМЗ) были спроектированы на умеренные начальные температуры газов (600–700°C). Из-за низких к.п.д. компрессоров и турбин, повышенных утечек воздуха из трактов высокого давления, недостаточной эффективности регенерации достигнутые к.п.д. этих установок были, как правило, ниже проектных. Анализ развития стационарного энергетического газотурбостроения показывает, что преобладающим направлением развития ГТУ в современных условиях являются установки простого цикла с горением при постоянном давлении. Сложные циклы с регенерацией теплоты уходящих газов, с промежуточным подогревом и охлаждением рабочего тела

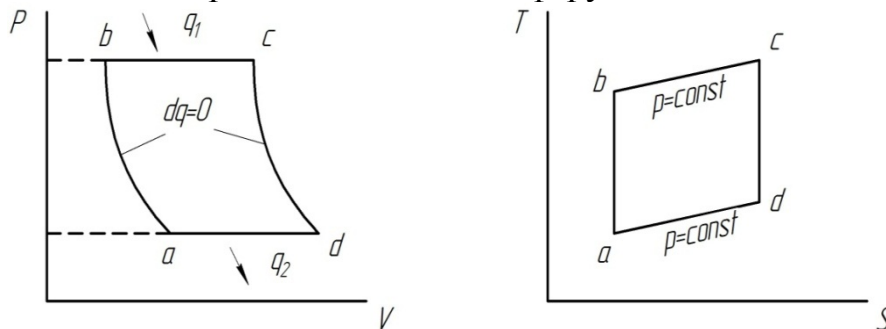
применяются реже. Однако в связи со сложностями дальнейшего повышения начальной температуры газа в последние годы наблюдается определенное повышение интереса к применению сложных циклов и ряд фирм разрабатывает ГТУ для работы по таким циклам.

6. Схема и цикл ГТУ при подводе теплоты при $p=\text{const}$

Компрессор 1 приводимый в движение газовой турбиной 2, подает сжатый воздух в камеру сгорания 5, в которую через форсунку впрыскивается жидкое топливо, подаваемое насосом, находящимся на валу турбины.



Продукты сгорания расширяются в сопловом аппарате 4 и частично на рабочих лопастях 3 выбрасываются в атмосферу.



$$\pi = \frac{P_b}{P_a} \text{ - степень повышения давления воздуха;}$$

$$\rho = \frac{V_c}{V_b} \text{ - степень предварительного расширения;}$$

π_D - степень повышения давления в диффузоре;

Известно: $P_a, T_a, C_p, k, \pi_k = \frac{P_b}{P_a}$.

Найти: η_t .

$$\eta_t = \frac{l_y}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1};$$

$$|q_2| = C_p(T_d - T_a);$$

$$q_1 = q_{b-c} = C_p(T_c - T_b);$$

$$q_2 = q_{d-a} = C_p(T_a - T_d).$$

Процесс (а-в) адиабатный:

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$T_b = T_a \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}.$$

Процесс (в-с) изобарный:

$$\frac{V_c}{V_b} = \frac{T_c}{T_b} \rightarrow T_c = T_b \cdot \frac{V_c}{V_b};$$

Закон Гей-Люссака:

$$T_c = T_a \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho.$$

Процесс (с-d) адиабатный:

$$\frac{T_d}{T_c} = \left(\frac{P_d}{P_c} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$P_c = P_b; P_d = P_a;$$

$$\frac{T_d}{T_c} = \left(\frac{P_a}{P_b}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$T_d = T_c \cdot \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

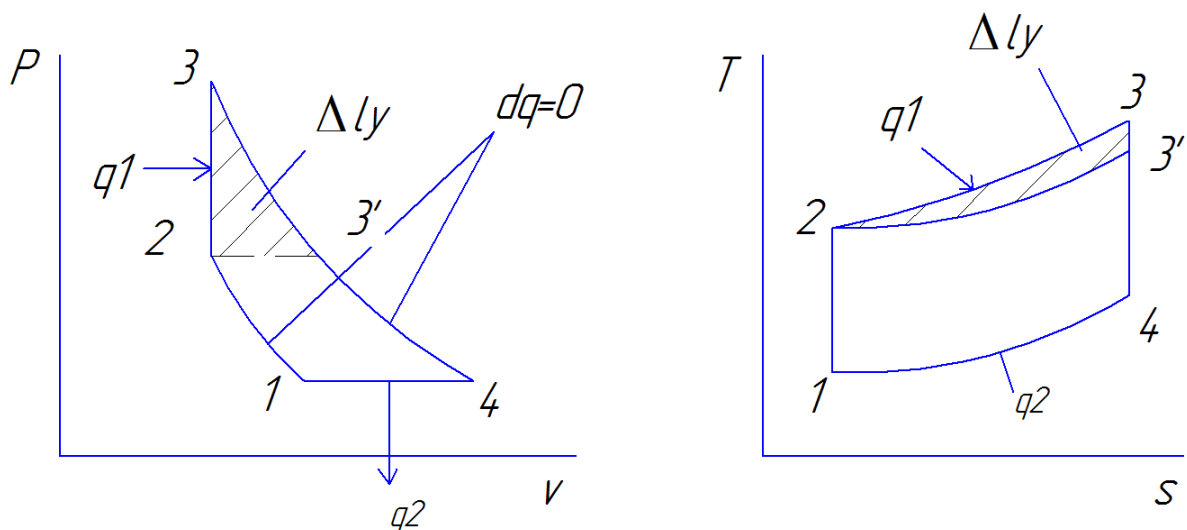
$$T_d = T_a \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \cdot \rho \cdot \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = T_a \cdot \rho.$$

Преимущества ГТУ перед ДВС

- Простота силовой установки;
- Отсутствие поступательно движущихся частей;
- Получение больших чисел оборотов, что позволяет существенно снизить вес и габариты установки;
- Получение больших мощностей в одном агрегате;
- Осуществление цикла с полным расширением, и тем самым с большим термическим КПД;
- Применение дешевых сортов топлива (керосин).

$$\Pi_{k_{opt}} = \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \text{ при условии } T_3 \rightarrow \max.$$

7. ГТУ с подводом теплоты при $v=const$

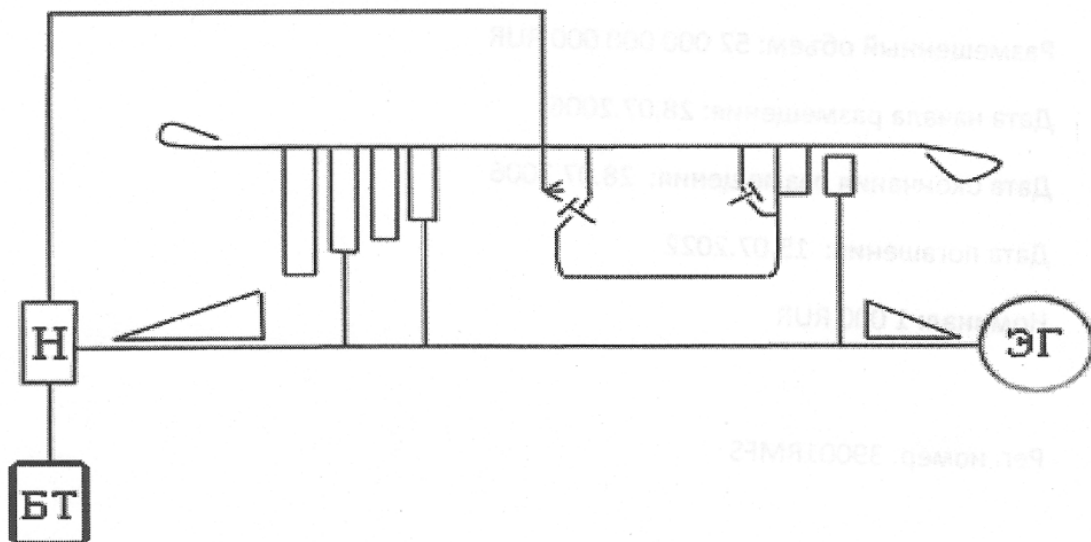


$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$\Pi_k = \frac{p_2}{p_1}$$

$$\lambda = \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}$$

$$\eta_t^v - ?$$



1-2 – диффузор

2-3 – компрессор

3-4 – камера сгорания

4-5 – сопловой аппарат

5-6 – турбина

6-7 – выхлопное устройство

8 – электрогенератор

9 – форсунка

10 – впускной клапан

11 – выпускной клапан

Закон обращения воздействий:

$$\frac{dF}{F} = \frac{a_2 - W_2}{kpW^2} dp$$

F – площадь

a – местная скорость звука

W – скорость в канале

p – давление

k – показатель адиабаты

dp – приращение давления

$$\eta_t^v = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} \quad (1)$$

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) \quad (2)$$

$$|q_2| = c_p(T_4 - T_1) \quad (3)$$

$$\eta_t^v = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - k \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (4)$$

1) 1-2 – $dq = 0$ – в компрессоре Δ

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$
$$T_2 = T_1 \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \quad (5)$$

2) $v = const$

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = T_1 \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda \quad (6)$$

3) 3-4 – $dq = 0$ – расширение

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_1 \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda}{\left(\frac{\lambda \cdot p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_1 \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda}{\lambda^{\frac{k-1}{k}} \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}}} =$$
$$= T_1 \cdot \lambda^{\left(1 - \frac{k-1}{k} \right)} = T_1 \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} \quad (7)$$

Подставим (5), (6), (7) в (4):

$$\eta_t^v = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - k \frac{T_1 \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} - T_1}{T_1 \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda - T_1 \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{k \left(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} (\lambda - 1)} \quad (8)$$

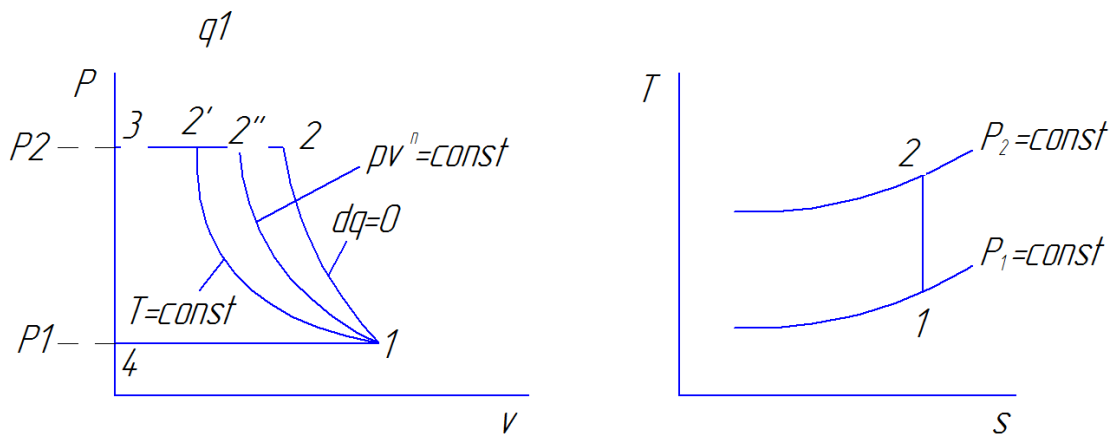
С повышением λ η_t повышается.

Недостатки:

- Впускные и выпускные клапаны (понижение надежности)
- Пульсационный характер подачи рабочего тела
- Неравномерность нагрузки за цикл работы турбины
- Неиспользуемое расширение прод. сгоран.
- Неполнота сгорания, повышение CO

8. Способ повышения эффективности ГТУ при использовании многоступенчатого повышения давления в компрессоре.

Одноступенчатый компрессор:



$$l_{прив} = -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1) - \text{адиабатн.}$$

$$l_{прив} = -RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$(2) - (1 - 2') \quad T_1 = const$$

$$l_{прив} = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Многоступенчатый: состоит из нескольких ступеней, после каждой ступени газ направляется в теплообменник, где охлаждается до температуры на входе в 1-ю ступень.

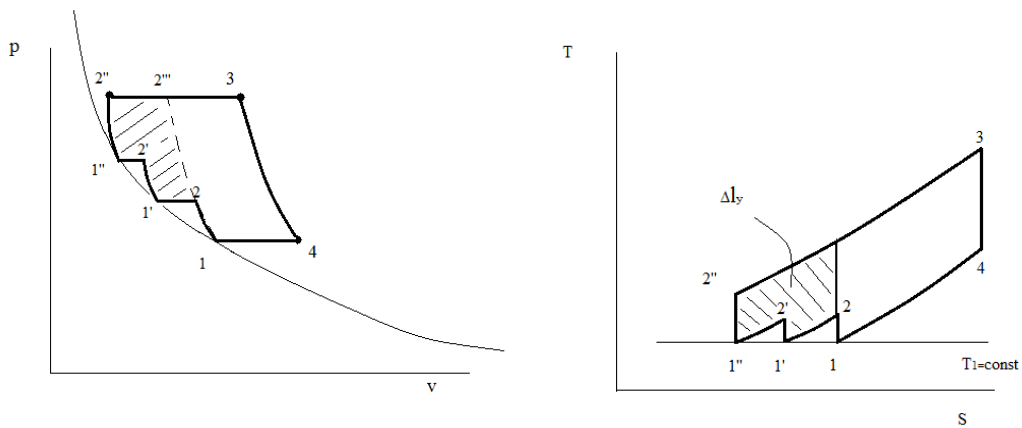
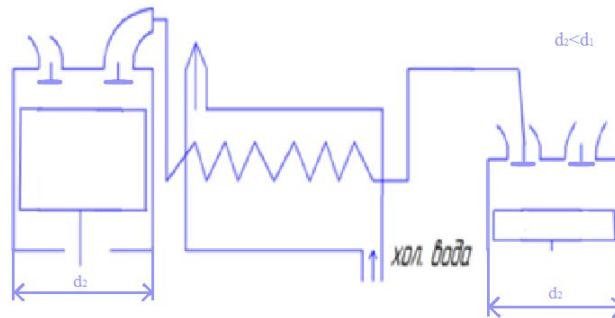
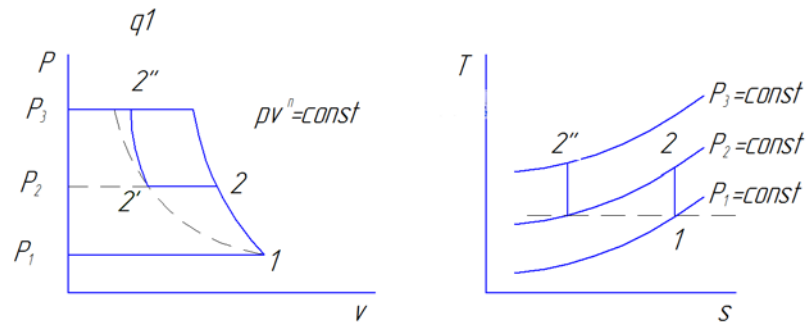
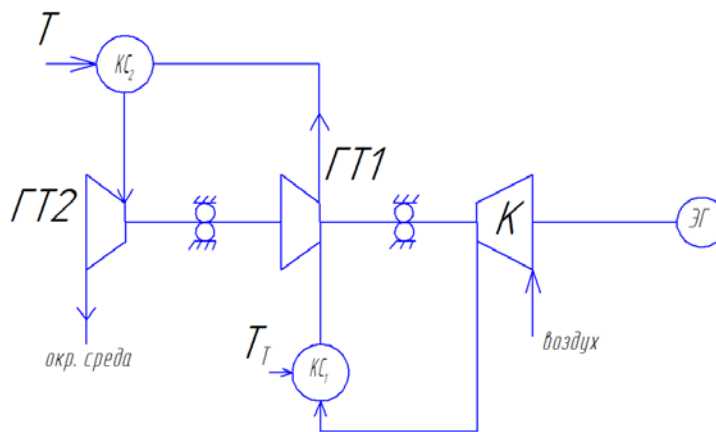


Рис.



К – компрессор

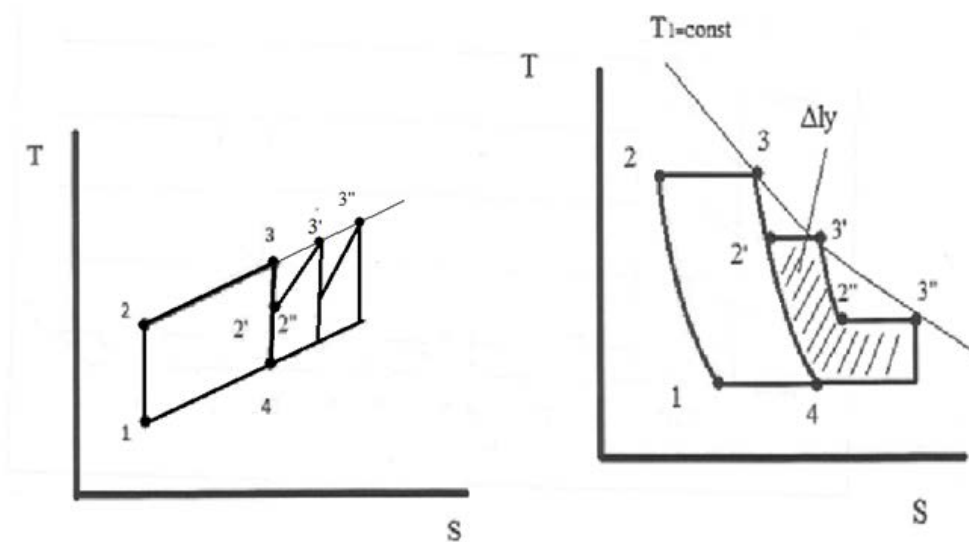
ГТ1 – первая ступень турбины

ГТ2 – вторая ступень турбины

КС₁ – камера сгорания 1-ой ступени

КС₂ – камера сгорания 2-ой ступени

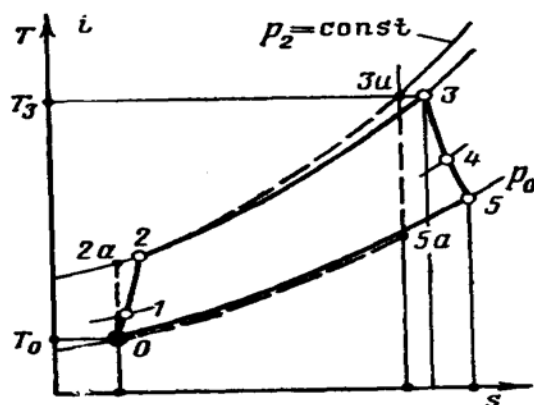
$$l_{\Sigma} = l_I + l_{II} + \dots + l_n - \text{суммарная работа турбины}$$



10. Повышение эффективности ГТУ с силовой турбиной

Алгоритм расчета ГТД с выработкой полезной работы в отдельной (свободной) турбине. Преимущество схемы – отсутствие силовой связи

между валом газогенератора и силовой турбиной. Что позволяет силовой турбине вращаться с частотой выгодной с точки зрения выработки тока электрогенератором. Связь с газогенератором только газодинамическая.



Цикл ГТД со свободной турбиной в координатах i - S .

1. Исходные данные:

- давление окружающей среды $p_n, \text{Па}$
- температура окружающей среды $T_n, \text{К}$;
- расход воздуха 1 кг.
- степень сжатия воздуха в компрессоре $\pi_k = p_2/p_1$;
- максимальная температура цикла $T_3, \text{К}$;
- коэффициенты полезного действия узлов компрессора η_k и турбины

η_t ; Исходные данные:

- давление окружающей среды $p_n, \text{Па}$
- температура окружающей среды $T_n, \text{К}$;
- расход воздуха 1 кг.
- степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = p_2/p_1$;
- максимальная температура цикла $T_3, \text{К}$;
- коэффициенты полезного действия компрессора η_k и турбины η_t ;
- коэффициент потерь давления во входном устройстве $\sigma_{вх} = p_1/p_n$;
- коэффициент потерь давления в камере сгорания $\sigma_{кс} = p_3/p_2$;
- полезная мощность установки $N_{пол}, \text{кВт}$

- низшая теплотворная способность топлива H_u кДж/кг

Расчёт цикла ГТУ с силовой турбиной

Параметры на входе в компрессор

$$P_1 = p_H \sigma_{вх}$$

$$T_1 = T_H$$

Параметры на выходе из компрессора

$$P_2 = p_1 \pi_k$$

$$T_{2ад} = T_1 \pi_k^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\Delta T_{ок} = \Delta T_{адк} / \eta_{адк} = (T_{2ад} - T_1) / \eta_{адк}$$

$$T_{2д} = T_1 + \Delta T_{дк}$$

Работа компрессора

$$\ell_k = c_p \Delta T_{кд} = \frac{k-1}{k} R T_1 \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{адк}}$$

Параметры на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину)

$$p_3 = p_2 \sigma_{кс}$$

T_3 – из исходных данных

Количество теплоты

$$q_1 = c_{рв} (T_3 - T_2)$$

Параметры за турбиной турбокомпрессора (при едином валу условное разделение работ на привод компрессора и остаточной работы для получения полезной энергии)

Действительная работа турбины турбокомпрессора

$$\ell_{мд} = \ell_{кд}$$

Адиабатная работа турбины турбокомпрессора

$$\ell_{мад} = \ell_{мд} / \eta_{адм}$$

Перепад давлений на турбине турбокомпрессора:

так как адиабатная работа

$$\ell_{мад} = \frac{k_2}{k_2 - 1} RT_3 \left[1 - \frac{1}{\pi_T^{k_2}} \right],$$

то степень расширения в турбине турбокомпрессора

$$\pi_{ТТК} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\ell_{мад}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} RT_3} \right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}}$$

Температура за турбиной турбокомпрессора

$$T_4 = T_3 - \ell_{мад} / c_{p2}$$

Давление за турбиной турбокомпрессора (на входе в свободную турбину)

$$P_4 = p_3 / \pi_{ТТК}$$

Найдем адиабатную и действительную работу на силовой турбине, создающей полезную мощность. Расширение происходит до давления p_H .

Адиабатная работа турбины

$$\ell_{полад} = \frac{k_2}{k_2 - 1} RT_4 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_4}{P_H} \right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}}} \right]$$

Действительная работа турбины

$$\ell_{полд} = \ell_{полад} \cdot \eta_{адт}$$

Температура газов на выходе из свободной турбины

$$T_5 = T_4 - \ell_{полд} / c_{p2}$$

Расход воздуха для обеспечения заявленной мощности

$$G_B = N_{ГТУ} / \ell_{полд}$$

Расход топлива на 1 кг воздуха

$$g_T = q_1 / H_u$$

Удельный расход топлива

$$c_{уд} = g_T / \ell_{полд}$$

Часовой расход топлива

$$G_T = 3600 g_T G_B$$

Расход продуктов сгорания в котел утилизатор

$$G_{ПС} = G_B \cdot G''.$$

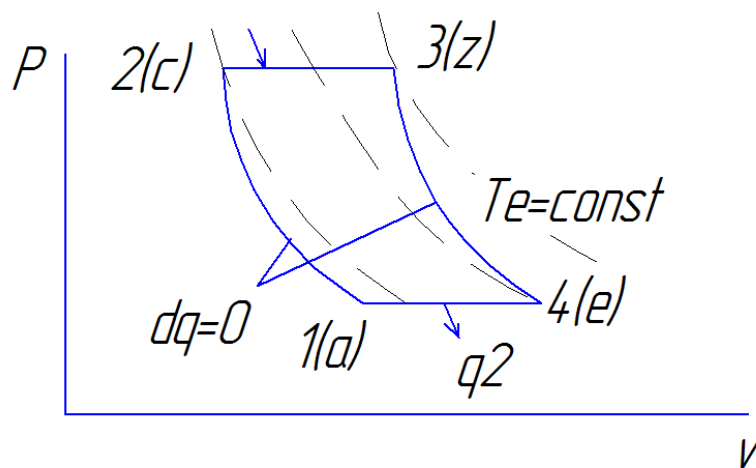
Количество отведенной теплоты из цикла

$$q_2 = c_{пр} (T_5 - T_H)$$

Термический КПД цикла

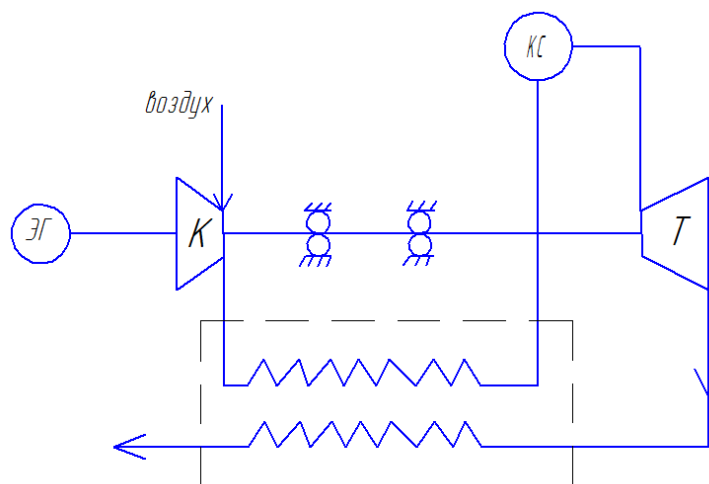
$$\eta_t = 1 - q_2/q_1.$$

11. Повышение эффективности ГТУ в схеме с регенеративным теплообменником.



$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k_{nc}-1}{k_{nc}}}$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k_{nc}-1}{k_{nc}}}} = \frac{1800}{(23)^{\frac{1.33-1}{1.33}}} = \frac{1800}{23^{0.248}} = \frac{1800}{2.176} = 827 K = 554^\circ C$$



ЭГ – электрогенератор

К – компрессор

Т – турбина

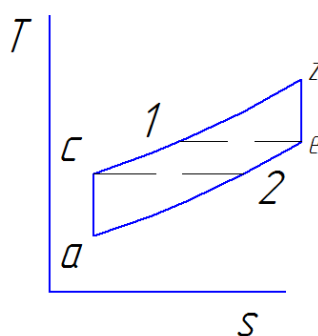
Р – регенератив. т/о

КС – камера сгорания

Воздух из окружающей среды поступает в К, далее из К он поступает при $p_{\max} = p_2$ в Р, в котором отбирает теплоту от прод. Сгорания.

При реализации реген. схемы повышается температура воздуха до температуры в точке 1 (см. рис.).

Для достижения температуры в точке Z необходимо подвести меньшее количество теплоты, чем в цикле без регенерации. Мощность та же, а удельный расход меньше.



$a - c$ – сжатие в компрессоре

$c - 1$ – подогрев воздуха в регенераторе

1-z – подогрев рабочего тела в КС

z-e – расширение турбины

e-2 – отдача теплоты в регенератор от прод. сгор. воздуху

$$|q_p| = c_p(T_e - T_2)$$

$$|q_p| = c_p(T_1 - T_c) \quad (1)$$

$$c_p(T_1 - T_c) = c_p(T_e - T_2) \quad (2a)$$

Дано:

$$p_1, v_1, T_1, \Pi_k, k, T_3, \rho = \frac{T_3}{T_2}$$

η_t – ?

$$\eta_t = \frac{l_y}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} \quad (3)$$

$$q_1 = c_p(T_z - T_1) \quad (3a)$$

$$|q_2| = c_p(T_2 - T_a) \quad (4)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 - T_a}{T_z - T_1} \quad (5)$$

Т.к. $T_e = T_1$, а $T_2 = T_c$, то рассмотрим в отдельности термодинамический процесс.

a-c: $dq = 0$

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_c = T_a \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \quad (6)$$

c-z: $p = const$

$$T_z = T_c \cdot \rho = \rho \cdot T_a \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \quad (7)$$

z-e: $dq = 0$

$$T_e = T_z \left(\frac{p_e}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_a \cdot \rho \quad (8)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_c - T_a}{T_z - T_e} \quad (9)$$

Подставляя (6), (7), (8) в (9) получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_a - T_a}{\rho \cdot T_a \cdot \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - \rho \cdot T_a} = 1 - \frac{1}{\rho}$$

$$\eta_t^{ГТУ} = 1 - \frac{1}{\rho} \text{ – при 100\% регенерации} \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{T_1 - T_c}{T_e - T_2} \text{ – степень регенерации меньше 1}$$

$$\sigma = 1, \text{ если } T_1 = T_e, T_c = T_2$$

$$\sigma = 0, \text{ если } T_1 = T_c$$

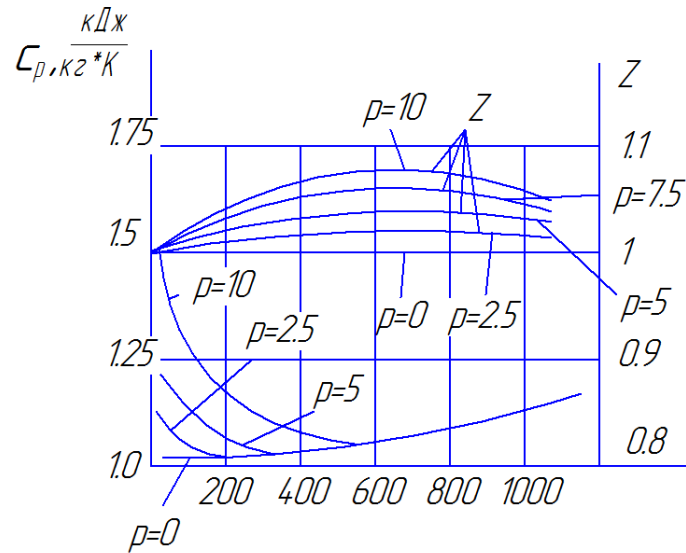
$$\eta_t^{ГТУ} = 1 - \frac{(\rho - 1) \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(\rho - 1) \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - \sigma \left(\rho - \Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \right)} \text{ при } \sigma < 1$$

Для современных ГТУ $\sigma = 0.5$. Регенерацию теплоты в цикле ГТУ целесообразно применять при малом $\Pi_k (< 8)$, при $\Pi_k > 8$ применение регенерации нецелесообразно, при $\Pi_k > 14$ вообще не применяется.

12. Метод последовательных приближений при решении задач с учётом реальности свойств рабочего тела.

В ГТУ, работающей при большом давлении рабочего тела, необходимо учитывать влияние давления на теплоемкость. Реальность газа в

процессе подвода теплоты при $p = const$ проявляется с повышением теплоемкости.



$$Z = 1 + \frac{A}{v} + \frac{B}{v^2} + \frac{C}{v^3} + \dots$$

A, B, C – вириальные коэффициенты (для каждого рабочего тела они свои)

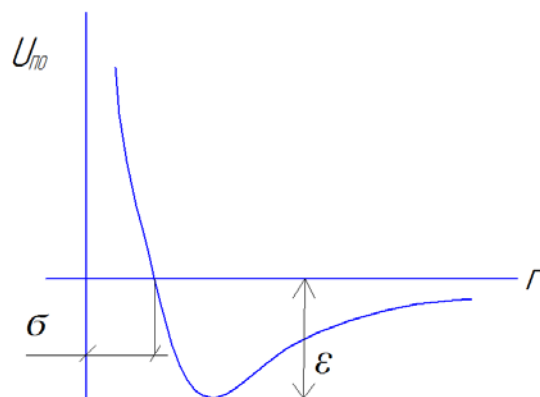
$$A = f(U_{nom}, T)$$

$$B = f(U_{nom}, T)$$

$$C = f(U_{nom}, T)$$

$$U_{nom} = 4\varepsilon \left[\left(\frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right] - \text{потенциал Леннарда-Джонса, где } r -$$

расстояние между молекулами.



Т.о. для возд. коэф. сжим-ти $Z > 1$ при всех температурных диапазонах. Изобарная теплоемкость c_p с повышением давления повышается во всех точках температур, соответствующих диапазону сжатия, а при расширении (1200 ÷ 600) изобарная теплоемкость практически не зависит от давления, но это не означает, что процесс расширения можно рассчитывать по ур-ю ид. газа, т.к. $Z > 1$.

Наиболее точным методом расчета параметров ГТУ является определение работы и подводимой теплоты по разности энтальпий в конечной и начальной точках процесса, что автоматически учитывает зависимость c_p от T и p . Для этого служат $i-s$ диаграммы рабочего тела или соответствующие таблицы термодинамических функций.

Приближенные методы расчета

При расчете ГТУ, если в процессе T меняется на $300 \div 400^\circ C$, то расчет теплоемкости, а соответственно и изменение энтальпии, может вестись с помощью истинных теплоемкостей или средней теплоемкости за процесс с учетом их зависимости от температуры.

$$c_p = c_{p_0} + at + bt^2 + \dots$$

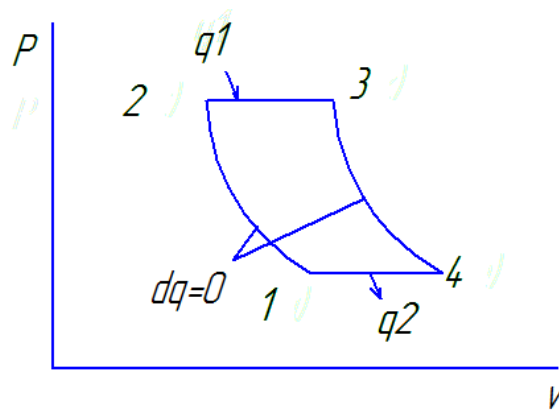
$$c_x = \left(\frac{\partial Q}{\partial T} \right)_x$$

$$c_{T_1}^{T_2} = \frac{c|_0^{T_2} \cdot T_2 - c|_0^{T_1} \cdot T_1}{T_2 - T_1} = \bar{c}$$

c_x – истинная теплоемкость

\bar{c} – средняя теплоемкость

$$\bar{c} = \frac{Q_{1-2}}{T_2 - T_1}$$



$$q_1 = i_3 - i_2 = c_{pT_3} T_3 - c_{pT_2} T_2 = \int_{T_2}^{T_3} c_p dT = \bar{c}_p (T_3 - T_2), \text{ где } c_{pT_3} \text{ и } c_{pT_2} -$$

средние теплоемкости при соответствующих температурах.

$$\bar{c}_p = \frac{q_1}{T_3 - T_2} = \frac{\int_{T_2}^{T_3} c_p dT}{T_3 - T_2}$$

Используя подобные формулы можно найти теплоперепад по теплоемкости из разности T .

$$\Delta H_k = \bar{c}_p (T_2 - T_1) = \bar{c}_p \cdot T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

Часто в качестве теплоемкости \bar{c}_p применяется истинная теплоемкость, рассчитанная по средней температуре.

$$T_{cp} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Если $(T_1 - T_2) > 400$, то интервал следует делить на несколько интервалов. При опред-и адиабатн. теплоперепад. по задан. $T_{нач}$ и Π_k теплоперепад компрессора можно считать:

$$H_k = \bar{c}_p \cdot T_1 \left(\Pi_k^{\frac{\bar{k}-1}{\bar{k}}} - 1 \right), \text{ где } \bar{k} = \frac{\bar{c}_p}{c_v} = \frac{R}{c_p}$$

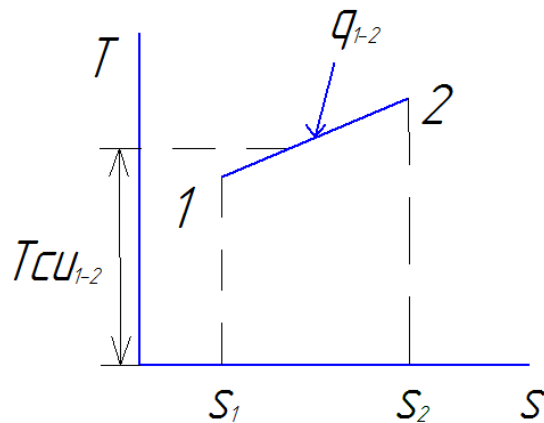
$$H_k = \bar{c}_p \cdot T_1 \left(\Pi_k^{\frac{R}{\bar{c}_p}} - 1 \right)$$

Часто используются одинаковые значения средней теплоемкости \bar{c}_p как множителя, так и показателя степени, что допустимо.

При значительном теплоперепаде осреднение должно вестись двумя различными способами.

Величину \bar{c}_p , входящую в множитель, усредняют в интервале температур $(T_1; T_2)$, а \bar{c}_p , входящую в показатель степени, определяют в интервале логарифмических температур:

$$\bar{c}_p = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_p d(\ln T)}{\ln \frac{T_2}{T_1}}$$



$$T_{cu} = \frac{q_{1-2}}{S_2 - S_1} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_p dT}{\int_{S_1}^{S_2} \frac{dq}{T}} = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{\int_{S_1}^{S_2} \frac{dT}{T}} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad - \quad \text{среднеинтегральная}$$

температура.

Различия между \bar{c}_p и \bar{c}_p увеличиваются с ростом температурного интервала процесса. Так, в диапазоне от 1100K до 1400K работа на турб.,

подсчитанная при условии $\bar{c}_p = \bar{c}_p$, оказывается меньше истинной при $П_k = 15$ на $0.4 \div 0.5\%$. При $П_k = 30$ – на $0.7 \div 0.8\%$. Таким образом при парам. современ. ГТУ открыт. типа ошибка в работе не превышает 0.5% , что позволяет приблизительно находить работу процесса по един. средн. теплоемкости \bar{c}_p .

Недостатком этой методики является необходимость определения c_p или k методом последовательного приближения, т.к. в начале расчета температура T_2 в конечной точке процесса.

13. Особенности расчёта состава рабочих тел ГТУ и теплофизических характеристик от процессов, протекающих в ГТУ.

РАСЧЁТ СОСТАВА РАБОЧЕГО ТЕЛА

Расчёт массовых и мольных долей компонентов, молекулярной массы, их теплоёмкости производится для воздуха, потребляемого ГТУ

Объемные доли компонентов в воздухе:

$$r_{N_2} = 0,7753$$

$$r_{O_2} = 0,2039$$

$$r_{CO_2} = 0,0059$$

$$r_{H_2O} = 0,0149$$

Тогда молекулярная масса смеси:

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^4 r_i \cdot \mu_i$$

Массовые доли каждого компонента в 1 кг воздуха найдём по формулам:

$$g_1 = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\mu_{см}}$$

Проверка полученных результатов:

$$\sum_{i=1}^4 g_i = 1;$$

Определим мольную долю и массу каждого компонента 1 кг смеси:

$$G_i = g_i \cdot G_{см},$$

$$G_{см} = 1 \text{ кг},$$

Вычислим изобарную и $M_i = \frac{G_i}{\mu_i}$ изохорную теплоёмкости смеси,

а также коэффициент адиабаты и газовую постоянную смеси:

$$C'_p = \sum_{i=1}^4 g'_i \cdot C'_{pi};$$

$$C'_v = \sum_{i=1}^4 g'_i \cdot C'_{vi};$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Низшую теплоту сгорания Q_H^p природного газа определяем из соотношения

$$Q_H^p = 358,2 \cdot \text{CH}_4 + 637,46 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 860,05 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 107,98 \cdot \text{H}_2 + \\ 126,36 \cdot \text{CO}; \quad \frac{\text{Дж}}{\text{нм}^3 \cdot \text{т.г}};$$

Расход топливного газа в камеру сгорания ГТУ рассчитываем по формуле:

$$V_{ТГ} = N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} / (\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} \cdot Q_H^p); \quad (\text{нм}^3 \cdot \text{т.г}) / \text{с}.$$

$$G_{ТГ} = \rho_{ТГ} \cdot V_{ТГ}$$

Определение коэффициента избытка воздуха

Для рабочего тела с формулой (C_nH_m) расчёт коэффициента избытка воздуха ведётся с учётом количества атомов углерода- n и водорода- m . Для природного газа на 98% состоящего из метана:

$$n = 1; m = 4;$$

$$j = \frac{n}{m}$$

$$f = 4 \cdot j + 1$$

$$T_1 = T_0$$

$$F = G(O_2) \cdot \left(\frac{11 \cdot j \cdot C_p(CO_2)}{2 \cdot f} + \frac{9 \cdot C_p(H_2O)}{8 \cdot f} - C_p(O_2) \right)$$

$$T_T = 300K;$$

$$H_u = 43130 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\alpha = \frac{G(O_2) \cdot \frac{12 \cdot j + 1}{8 \cdot f} \cdot H_u - F \cdot (T_3 - T_T)}{C_p \cdot G \cdot \left(T_3 - T_1 \cdot \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \right)};$$

Вычисляются массы компонентов, а также мольные и массовые доли этих компонентов в смеси продуктов сгорания:

$$G''(H_2O) = G'(H_2O) + \frac{9 \cdot G'(O_2)}{8 \cdot \alpha \cdot f}$$

$$G''(N_2) = G'(N_2)$$

$$G''(CO_2) = G'(CO_2) + \frac{11 \cdot j \cdot G'(O_2)}{2 \cdot \alpha \cdot f}$$

$$G''(O_2) = \frac{\alpha - 1}{\alpha} \cdot G'(O_2)$$

$$G'' = G''(H_2O) + G''(N_2) + G''(CO_2) + G''(O_2)$$

$$g''(N_2) = \frac{G''(N_2)}{G''}$$

$$g''(O_2) = \frac{G''(O_2)}{G''}$$

$$g''(CO_2) = \frac{G''(CO_2)}{G''}$$

$$g''(H_2O) = \frac{G''(H_2O)}{G''}$$

Найдём массу топлива:

$$G_T = \frac{G'(O_2) \cdot (12 \cdot j + 1)}{8 \cdot \alpha \cdot f}$$

$$G_T + G' = G''$$

Рассчитываются массовые доли продуктов сгорания смеси

$$g_i^{пс} = \frac{G_i''}{G''}$$

Находятся изобарные и изохорные теплоёмкости, коэффициент адиабаты и газовую постоянную смеси продуктов сгорания.

$$C_{pi}'' = \sum_{i=1}^4 g_i^{nc} \cdot C_{pi}'';$$

$$C_{vi}'' = \sum_{i=1}^4 g_i^{nc} \cdot C_{vi}'';$$

$$C_p'' = g^{nc}(N_2) \cdot C_p'(N_2) + g^{nc}(O_2) \cdot C_p'(O_2) + g^{nc}(CO_2) \cdot C_p'(CO_2) + g^{nc}(H_2O) \cdot C_p'(H_2O);$$

$$C_v'' = g^{nc}(N_2) \cdot C_v'(N_2) + g^{nc}(O_2) \cdot C_v'(O_2) + g^{nc}(CO_2) \cdot C_v'(CO_2) + g^{nc}(H_2O) \cdot C_v'(H_2O);$$

$$k'' = \frac{C_p''}{C_v''}$$

$$R'' = C_p'' - C_v''$$

14. Использование П-і-Т функций для расчёта процессов цикла ГТУ

Методы расчета без последовательных приближений возможны при использовании таблиц или диаграмм термодинамических свойств газов, в которых на ряду с ф-ми состоян. энтроп., энтальп. заданы значения относит. давл.:

$$\text{давл.: } \Pi(T) = \frac{P_1}{P_0} - \text{функция относительного давления.}$$

Если принять газ, что в какой-то начальной точке газ имеет p_0 и T_0 , то функция $\Pi(T)$, связанная с отношением температур по зависимости адиабатного процесса, становится условной функцией состояния и однозначно зависит от T .

$$\ln \Pi(T) = \ln \frac{P}{P_0} = \ln \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \ln \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{c_p}{R}} = \frac{c_p}{R} \ln \frac{T}{T_0} = \frac{1}{R} \int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_p dT}{T} = \frac{S - S_0}{R}$$

Из определения функции $\Pi(T)$ следует, что степень изменения давления в произвольном адиабатном процессе пропорциональна отношению величин $\Pi(T)$ в конечной и начальной точках.

$$P_k = \frac{p_k}{p_a} = \left(\frac{T_k}{T_a} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P(T_k)}{P(T_a)}$$

Для определения !!!!!

$$P(T_k) = P(T_a) \cdot P_k \rightarrow (P - i - T) \text{ и опред. } T_k, i_k$$

$$H_k = i_k - i_a = l_k$$

Влияние абсолютного давления на величину энтальпии не учитывается.

15. Реальный цикл ГТУ в p-v и T-S координатах

Реальный процесс в ГТУ обусловлен тем, что:

1. Рабочее тело не идеальный газ
2. Процессы сопровождаются гидравлическим сопротивлением
3. Есть тепловые потери
4. Есть механические потери
5. Изменение состава рабочего тела

Основные параметры ГТУ:

1. Мощность ГТУ $N_e = G \cdot L_e$, L_e – эф. работа
2. Экономичность двигателя $C_e = \frac{G_{топл}}{N_e}$ – удельный расход топлива
3. Эффективность КПД двигателя $\eta_e = \frac{N_e}{G_{топл} \cdot Q_n^p}$

Удельный расход топлива и КПД ГТУ зависит от удельного относительного расхода топлива

$$g_m = \frac{G_m}{G_\sigma}$$

$$g_m = \frac{1}{\alpha \cdot l_0}, \quad \alpha - \text{коэффициент избытка воздуха, } l_0 - \text{теоретически}$$

необходимая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива.

Величина относительного удельного расхода топлива g_m находится из уравнения сгорания, которое связано парам. исходн. элем. и продуктов сгорания с теплотой Q_n^p .

Уравнение теплового баланса для идеальной камеры сгорания:

$$\alpha l_0 i_{вк} + i_{mm} + Q_x' = (1 + \alpha l_0) i_{ПС.Г} \quad (1)$$

$i_{вк}$ – энтальпия воздуха на выходе из компрессора (вход в КС)

Q_x' – химическая теплота топлива при принятии условной работы КС

$i_{ПС.Г}$ – энтальпия продуктов сгорания на выходе из КС

Второе уравнение теплового баланса (калориметр для сжигания 1 кг топлива при температуре T_0):

$$\alpha l_0 i_{во} + i_{mo} + Q_x'' = (1 + \alpha l_0) i_{ПС.О} + Q_{нк}^p \quad (2)$$

Q_x'' – химическая теплота топлива при заданных условиях в калориметре.

Перепишем уравнения (1) и (2) при условии, что $T_0 = T_k$ и температура топлива T_T равна и температуре камеры сгорания T_k .

Т.к. температура в калориметре и КС одинаковая, то левая часть уравнений (1) и (2) будут одинаковы, тогда можно приравнять правые части уравнений (1) и (2):

$$(1 + \alpha l_0) i_{ПС.Г} = (1 + \alpha l_0) i_{ПС.О} + Q_{нк}^p$$

Тогда:

$$(1 + \alpha l_0) (i_{ПС.Г} - i_{ПС.О}) = Q_{нк}^p \quad (3)$$

Величина низш. тепл. сгоран. $Q_{но}^p$ находится по справочным данным и обычно указывается при $T = 290 \div 292K$. Поэтому связь между теплотой сгорания при условии горения в калориметре и T представлен. в табл. можно найти из уравнения Кирхгоффа:

$$\frac{dQ}{dT} = c_{p1} - c_{p2} \quad (4)$$

По закону Кирхгоффа теплота сгорания $Q_{нк}^p$ и $Q_{но}^p$ отличаются на величину, пропорциональную разности энтальпии смеси воздуха и топлива и приращения энтальпии продуктов сгорания в интервале температур T_k и T_0 .

$$dQ = c_{p1}dT - c_{p2}dT = di_1 - di_2 \quad (5)$$

c_{p1} – теплоемкость смеси воздуха и топлива

c_{p2} – теплоемкость продуктов сгорания

Или:

$$\frac{Q_{нк}^p}{1 + \alpha l_0} + \frac{Q_{но}^p}{1 + \alpha l_0} + (i_{см.к} - i_{см.о}) - (i_{пск} - i_{псо}) \quad (6)$$

$i_{см}$ – энтальпия смеси при соответствующей температуре, которая находится через энтальпию воздуха и энтальпию топлива из выражения:

$$i_{см} = \frac{\alpha l_0 i_s + i_m}{1 + \alpha l_0} \quad (7)$$

Следует учесть, что T_T обычно ниже T_s , поступ. в КС, и на его подогрев необходимо затратить энергию, поэтому количество теплоты, которая необходима для подогрева 1 кг топлива найдем из выражения:

$$q_m = i_{mk} - i_{mo} \quad (8)$$

И эту величину следует вычесть из $Q_{но}^p$.

Подставив (6) и (8) в (3) получим:

$$i_{пс.г} - i_{пс.о} = \frac{Q_{но}^p - i_{mk} - i_{mo}}{1 + \alpha l_0} + i_{стк} - i_{сто} - i_{пс.к} + i_{пс.о} \quad (9)$$

Уравнение (9) составлено для КС, в кот. отсутствуют тепловые потери топлива от химической реакции горения и от механической неполноты сгорания. В реальной КС эти потери учитывает коэффициент неполноты сгорания η_{Γ} . Тогда с учетом η_{Γ} из выражений (7) и (9) удельный расход топлива g_m будет равен:

$$g_m = \frac{i_{\text{ПС.Г}} - i_{\text{в.к}} - i_{\text{ПС.О}} + i_{\text{в.о}}}{Q_{\text{но}}^p \eta_{\Gamma} - i_{\text{ПС.Г}} + i_{\text{ПС.О}} + i_{\text{мм}} - i_{\text{мо}}} \quad (10)$$

Выражение (10) дает точный результат, если известен η_{Γ} . Т.к. энтальпия газа и воздуха при температуре T_0 одинакова (мало отличается), как и энтальпия топлива при температуре $T = T_0$, то выражение (10) примет вид:

$$g_m = \frac{i_{\text{ПС.Г}} - i_{\text{в.о}}}{Q_{\text{но}}^p \eta_{\Gamma} - i_{\text{ПС.Г}} + i_{\text{ПС.О}}} \quad (11)$$

Для определения g_m по (10) и (11) необходимо пользоваться таблицами или диаграммами зависимости энтальпии и теплоемкости продуктов сгорания в зависимости от T , состава топлива и коэффициента избытка воздуха α . Величина $\eta_{\Gamma} = 0.95 \div 0.98$. Расчет ведется методом последовательного приближения. Количество приближений может быть сведено к минимуму, если выразить $i_{\text{ПС.Г}}$ через $i_{\text{в}}$ и через энтальпию чистых продуктов сгорания, соответ. $\alpha = 1$.

$$i_{\text{ПС}} = \frac{(1 - \alpha)l_0 i_{\text{в}} + (1 + l_0) i'_{\text{ПС}}}{1 + \alpha l_0} \quad (12)$$

Тогда выражение (11) примет вид:

$$g_m = \frac{i_{\text{ВГ}} - i_{\text{ВК}}}{Q_{\text{но}}^p \eta_{\Gamma} - (1 + l_0)(i'_{\text{ПСГ}} - i'_{\text{ПСО}}) + l_0(i_{\text{ВГ}} - i_{\text{ВО}}) + i_{\text{мм}} - i_{\text{мо}}} \quad (13)$$

16. Влияние на эффективность в ГТУ реальных процессов в компрессоре

При расчете процессов сжатия и расширения в ГТУ используются параметры торможения p^*, T^* . Для процесса сжатия в компрессоре параметры газового потока связаны зависимостями статических параметров и параметров торможения присущих адиабатному процессу. Давление p_1 , температура T_1 и скорость c_1 это параметры при входе в компрессор, соответствуют сечению перед компрессором в невозмущенном работой компрессора потоке. Для стационарного компрессора, засасывающего воздух из окружающей среды, скорость $c_1 = 0$ и параметры торможения совпадают со статическими параметрами: $T_1 = T_1^*$ и $p_1 = p_1^*$. В зависимости от назначения компрессора понятие полезной энергии вкладывается различным смыслом. Если компрессор предназначен только для повышения статического напора (повышение p в ресивере или баллоне), то в качестве полезной энергии H_k принимают работу адиабатного сжатия от p_1^* до статического давления p_2 . Второй случай, когда воздух подается в КС ГТУ. В качестве полезной энергии правильной принимают работу H_k^* адиабатного сжатия от давления p_1^* до давления p_2^* и экономичность K оценивать адиабатный КПД. Величины L_k и H_k определяем по значениям энтальпий или средних теплоемкостей, а по формулам (5) и (6) по средней теплоемкости и значениям осредненного показателя адиабаты для процесса. Анализ цикла ГТУ упрощается, если пользоваться значением политропный КПД, величина которого более стабильная по сравнению с адиабатным. Величина КПД зависит от типа компрессора, степени повышения давления, размеров проточной части, напорности ступени, числа и КПД ступеней. Адиабатный КПД современных осевых компрессоров $0.83 \div 0.9$. Адиабатный КПД современных центробежных компрессоров $0.75 \div 0.83$.

17. Принципы газодинамического расчёта в моделировании осевых компрессоров

Процесс повышения давления в компрессоре ГТУ в TS-диаграмме показан на рис.2, а характеристика этого компрессора представлена на рис.3.

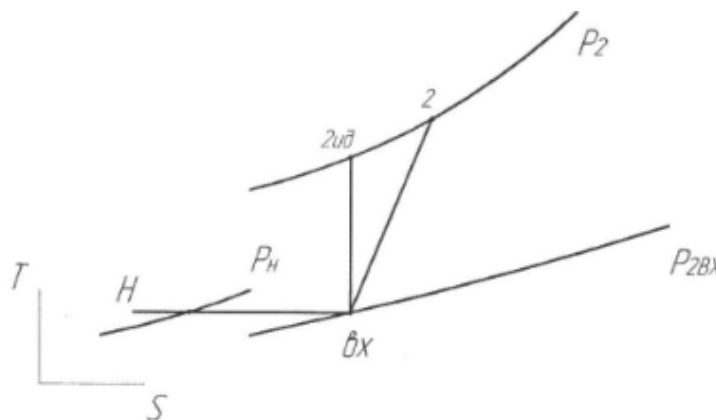


Рис.2. Процесс во входном устройстве и компрессоре ГТУ.

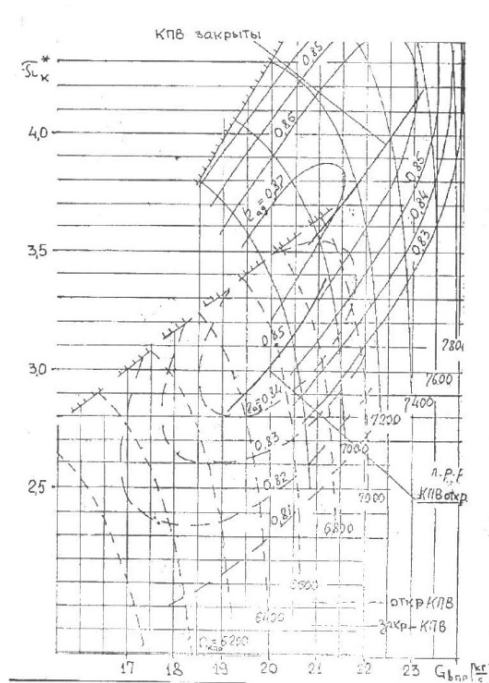


Рис.3. Характеристика компрессора ГТУ.

1.1. Потери во входном устройстве $\Delta P_{ex}^* = P_n^* - P_{ex}^*$ принимаются независимыми от температуры окружающей среды и от режима работы ГТУ и равными 257 мм воды.

Параметры воздуха перед КНД:

$$P_{ex}^* = 1,025 - 0,0257 = 0,993 \text{ кгс/см}^2 \quad T_{ex} = T_n = 273,15 - 2,0 = 271,15 \text{ } ^\circ\text{К}.$$

1.2. По температуре T_{ex} для воздуха ($\alpha=\infty$) определяется энтальпия и функция P_{ex} по P_i - номограммам в [2], [3] или по компьютерной программе "PIFUNC":

$$i_{ex} = P_i(271,15; \alpha=\infty) = 64,9 \text{ ккал/кг};$$

$$P_{ex} = P_i(271,15; \alpha=\infty) = 0,98.$$

1.3. Приведённые к нормальным условиям обороты ротора ГТУ:

$$n_{кпр} = n_k \sqrt{\frac{288,15}{T_{ex}}} = 7120 \times \sqrt{\frac{288,15}{271,5}} = 7333,16 \text{ об / мин}.$$

1.4. На характеристике компрессора (рис.3) находится точка пересечения напорной линии $n_{кпр} = 7333,16$ об/мин с линией рабочих режимов (л.р.р.), и в этой точке определяются:

- приведённый расход $G_{впр} = 22,3$ кг/с;
- степень сжатия компрессора $\pi_k = 3,9$;
- КПД компрессора $\eta_k = 0,865$.

1.5. Действительный (измеренный) расход воздуха через компрессор:

$$G_6 = G_{впр} \cdot \frac{P_{ex}}{P} \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T_{ex}}} = 22,3 \cdot \frac{0,993}{1,0332} \cdot \sqrt{\frac{288,15}{271,15}} = 22,09 \text{ кг / с}$$

1.6. При использовании характеристикой компрессора необходимо учитывать положение КПВ, при котором имеет место л.р.р. при $G_{в.лр.}$. Если клапаны открыты, то через них в атмосферу удаляется воздух в количестве 10%.

Если клапана закрыты, (как в данной работе) то $\Delta G_{кл} = 0$.

1.7. Давление за компрессором: $P_2 = P_{ex} \cdot \pi_k = 0,993 \cdot 3,9 = 3,87$ кгс/см².

1.8 Функция P_i в конце идеального процесса сжатия в компрессоре:

$$P_{2ид} = P_{ex} \cdot \pi_k = 0,98 \cdot 3,9 = 3,822$$

1.9. Энтальпия в конце идеального процесса сжатия в компрессоре:

$$i_{ид} = P_i(P_{2ид}, \alpha=\infty) = 95,9 \text{ ккал/кг.}$$

1.10. Повышение энтальпии в компрессоре в идеальном процессе:

$$\Delta i_{кид} = i_{ид} - i_{ex} = 95,9 - 64,9 = 31 \text{ ккал/кг}$$

1.11. Повышение энтальпии в компрессоре в реальном процессе:

$$\Delta i_k = \frac{\Delta i_{кид}}{\eta_k} = \frac{31,0}{0,865} = 35,83 \text{ Ккал/кг}$$

1.12. Параметры в конце реального процесса сжатия в компрессоре:

$$i_2 = i_{ex} + \Delta i_k = 64,9 + 35,83 = 100,74 \text{ ккал/кг}$$

$$T_2 = 420,23 \text{ К}; P_2 = 4,54$$

1.13. Мощность компрессора:

$$N_k = 4,19 \cdot G_B \cdot \Delta i_k = 4,19 \cdot 22,09 \cdot 35,83 = 3274 \text{ кВт}$$

1.14. Относительный расход воздуха на охлаждение турбины:

$$\Delta \bar{G}_{охл} = \frac{\Delta G_{охл}}{G_{вНД}} = 0,103 \cdot t^3_{4предв} \cdot 10^{-9},$$

где t_4 в °С, $t_4 = 1300 - 273 = 1027$ °С, откуда $\Delta \bar{G}_{охл} = 0,111$

1.15. Расход воздуха на охлаждение турбин:

$$\Delta G_{охл} = \Delta \bar{G}_{охл} \cdot G_{вНД} = 0,111 \cdot 22,09 = 2,452 \text{ кг/с}$$

Принимается, что расход воздуха на охлаждение турбин распределяется следующим образом:

- на охлаждение турбины ГТУ - 85%,
- возвращается в тракт в турбине ГТУ;
- на наружное охлаждение турбин - 10%,
- возвращается в тракт после свободной силовой турбины (СТ) (индекс «СТ»);
- на охлаждение СТ - 0.5%.
- возвращается в тракт в СТ.

1.16. Расход воздуха на охлаждение турбины ГТУ:

$$\Delta G_{\text{гму}} = 0,85 \cdot 2,452 = 2,08 \text{ кг/с.}$$

1.17. Расход воздуха на наружное охлаждение турбин:

$$\Delta G_{\text{нар.охл}} = 0,1 \cdot 2,452 = 0,245 \text{ кг/с.}$$

1.18. Расход воздуха на охлаждение СТ:

$\Delta G_{\text{СТ}} = 0,05 \cdot 2,452 = 0,1225 \text{ кг/с.}$ При расчете процессов сжатия и расширения в ГТУ используются параметры торможения p^*, T^* .

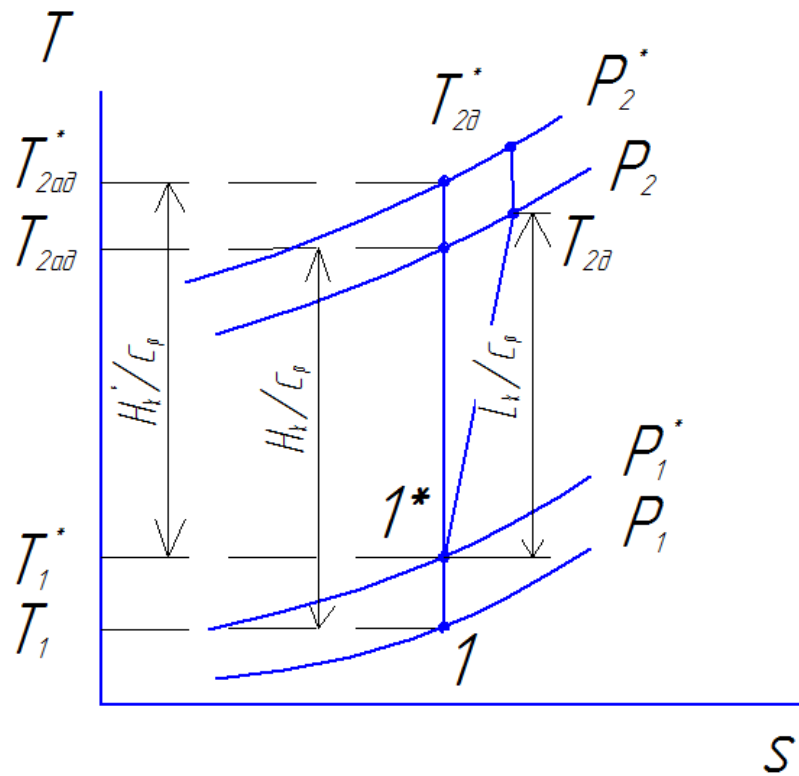
$$i^* = i + \frac{W^2}{2} = \text{const}$$

$$c_p T + \frac{W^2}{2} = c_p T^* \Rightarrow T^* = T + \frac{W^2}{2c_p} = 293 + \frac{\left(\frac{100}{3.6}\right)^2}{2 \cdot 1005} = 293.4 \text{ K}$$

$\frac{W^2}{2c_p}$ – динамический подогрев газового потока

$$T^* = (-55 + 273) + \frac{7000^2}{2 \cdot 1005} = 24596 \text{ K}$$

$$p^* = p + \rho \frac{W^2}{2}, \quad W = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$



Для процесса сжатия в К параметры газового потока связаны следующими зависимостями:

$$T_1^* = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = T_1 \left[1 + \frac{k-1}{2} M_1^2 \right]$$

$$P_1^* = P_1 \left(\frac{T_1^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p}$$

$$P_2^* = P_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1}$$

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2}$$

$a = \sqrt{kRT}$ – местная скорость звука

p_1 и p_2 – статическое давление на входе и выходе компрессора

p_1^* и p_2^* – давление торможения (полное давление) на входе и выходе К

c_1 и c_2 – скорости газового потока на входе и выходе К

T_1 и T_2 – статические температуры на входе и выходе К

Давление p_1 , температура T_1 и скорость c_1 это параметры при входе в К, соответ. сечен. перед К в невозмущен. работой К потоке. Для стационарного К, засасывающего воздух из окружающей среды, скорость $c_1 = 0$ и параметры торможения совпадают с статическими параметрами: $T_1 = T_1^*$ и $p_1 = p_1^*$.

Гидравлические потери в К оцениваются его КПД:

$$\eta_k = \frac{H_k}{L_k} \quad (1)$$

В зависимости от назначения К понятие полезной энергии вкладывается различным смыслом. Если К предназначен только для повышения статического напора (повышение p в ресивере или баллоне), то в качестве полезной энергии H_k принимают работу адиабатного сжатия от p_1^* до статического давления p_2 .

Здесь:

$$L_k = i_2^* - i_1^* = c_p T_2^* - c_p T_1^* \quad (2)$$

$$H_k = i_{2ad} - i_1^* = c_p T_{2ad} - c_p T_1^* \quad (3)$$

$$H_k = c_p T_1^* \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3a)$$

$$\Pi_k = \frac{p_2}{p_1^*} \quad (4)$$

Второй случай, когда возд. подается в КС ГТУ. В качестве полезной энергии правильной принимают работу H_k^* адиабатного сжатия от давления p_1^* до давления p_2^* и экономичность К оценивать адиабатн. КПД.

$$\eta_k^* = \frac{H_k^*}{L_k} \quad (5)$$

$$H_k^* = c_p T_2^* \left(\Pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ где } \Pi_k^* = \frac{p_2^*}{p_1^*} \quad (6)$$

Величины L_k и H_k определяем по уравнениям (2) и (3) по значениям энтальпий или средних теплоемкостей, а по формулам (5) и (6) по средней теплоемкости и значениям осредненного показателя адиабаты для процесса. Анализ цикла ГТУ упрощается, если пользоваться значением политропн. КПД, величина которого более стабильная по сравнению с адиабатн.

$$\eta_{КП}^* = \frac{\int_{p_1}^{p_2} v dp}{L_k} \quad (7)$$

$$\text{Величина } \eta_k^* = \frac{H_k^*}{L_k} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \quad (8)$$

После несложных преобразований уравнение (8) примет вид:

$$\eta_k^* = \frac{\Pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\Pi_k^{k \cdot \eta_{КП}^*} - 1} \quad (9)$$

Величина КПД зависит от типа К, степени повышения давления, размеров проточной части, напорности ступ., числа и КПД ступ.

Адиабатн. КПД современ. осев. К 0.83 ÷ 0.9.

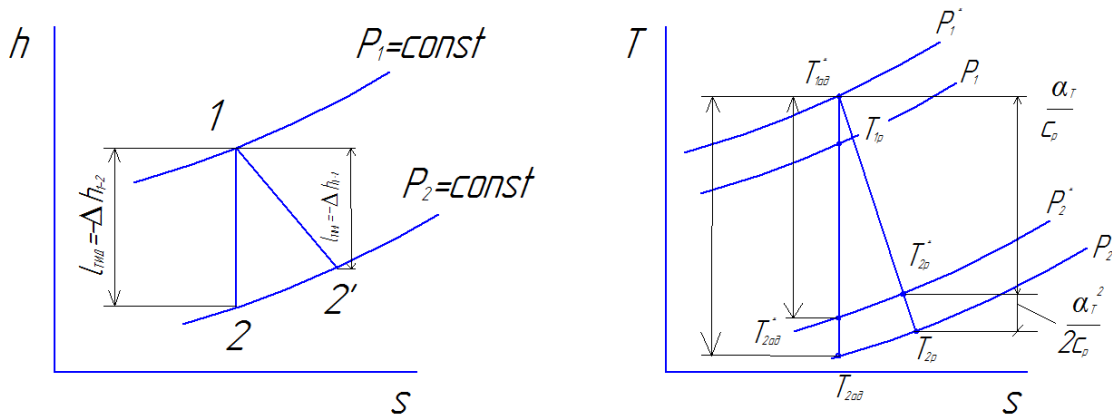
Адиабатн. КПД современ. центробежн. К 0.75 ÷ 0.83.

КПД по параметрам торможения соответственно на 0.01 ÷ 0.02 выше.

Политропн. КПД осев. К 0.89 ÷ 0.92, а в центробежн. 0.85 ÷ 0.87. При

анализе действит. цикл. будем условно принимать скорость $c_2 = 0$, тогда $\eta_k^* = \eta_k$.

18. Влияние на эффективность ГТУ реальных процессов расширения в турбине.



Соотношение между параметрами торможения и статическими параметрами выражаются:

$$\left. \begin{aligned} T_1^* &= T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = T_1 \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_1^2 \right) \\ p_1^* &= p_1 \cdot \left(\frac{T_1^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ T_2^* &= T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} = T_2 \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_2^2 \right) \\ p_2^* &= p_2 \cdot \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

M_1 и M_2 – числа Маха.

$M_i = \frac{c_i}{a_i}$ – 1 входной поток, 2 – выходных потока

Потери в турбине оцениваются:

$\eta_T = \frac{\alpha_T}{H_T}$ – отношение полезной работы к располагаем.

Если турб. работ. в сист. стац. ГТУ, тов качестве полезной энергии следует принимать мощность или уд. раб. турб., а в качестве располагаем. H_T приним. работу адиабатного расширения до давления p_2 .

$$\alpha_T = i_1^* - i_2^* = c_p T_1^* - c_p T_2^* \quad (3)$$

$$H_T = i_1^* - i_{2ad}^* = c_p T_1^* - c_p T_{2ad}^* \quad (4)$$

$$H_T = c_p T_1 \left(1 - \Pi_T^{\frac{1-k}{k}} \right) \quad (5)$$

$$\text{Где } \Pi_T = \frac{p_1^*}{p_2} \quad (6)$$

Если кинетическую энергию потока, выходящего из турбины, можно использовать в агрегат., располож. за ней, то располагаем. энерг. следует принимать велич. H_T^* – располагаем. Раб. Адиабатного расширения до давления p_2^* .

Тогда экономичность турбины следует оценивать по параметрам торможения:

$$\eta_T^* = \frac{\alpha_T}{H_T^*} \quad (7)$$

$$\text{Где } H_T^* = c_p T_1^* \left(1 - \Pi_T^{\frac{1-k}{k}} \right) \quad (8)$$

Если в турбине необходимо оценить только гидравлические потери, то в качестве полезной энергии принимают сумму раб. α_T и кинетическую энергию потока, а в качестве располагаем. энерг. H_T . Тогда экономичность турбины оценивается:

$$\eta_{Л} = \frac{\alpha_T + \frac{c_2^2}{2}}{H_T} \quad (9)$$

Расчет полезной и раполаг. энергии по (3) и (5) выполняется с помощью энтальпии и средней теплоемкости, а расчет H_T и H_T^* по (8) и (9) с помощью средней теплоемкости и с помощью осредненного коэффициента адиабаты для процесса.

Между величинами КПД по (2), (7) и (9) существует очевидное неравенство:

$$\eta_{Л} > \eta_T^* > \eta_T \quad (10)$$

В современной ГТУ значения КПД $\eta_{Л}$ и η_T^* достаточно близки. Разница между η_T^* и η_T тем больше, чем меньше КПД.

При *const* газодинам. соверш-ве турб. С повышением Π_T (степ. Расширения газа в турбине) с ростом числа ступ. турб. велич. η_T не остается постоянной, поэтому эффективность турб. очень часто оценив. политропн. КПД.

$$\eta_{ТП}^* = \frac{\alpha_T}{H_{ТП}^*}, \text{ что представляет собой отношение раб. турб. к располагаг.}$$

теплоперепаду в политропном процессе.

$$\eta_T = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{n-1}{n}$$

$$\eta_T^* = \frac{\alpha_T}{H_T^*} = \frac{1 - \Pi_T^{\frac{1-k}{k}} \cdot \eta_T}{1 - \Pi_T^{*\frac{1-k}{k}}}$$

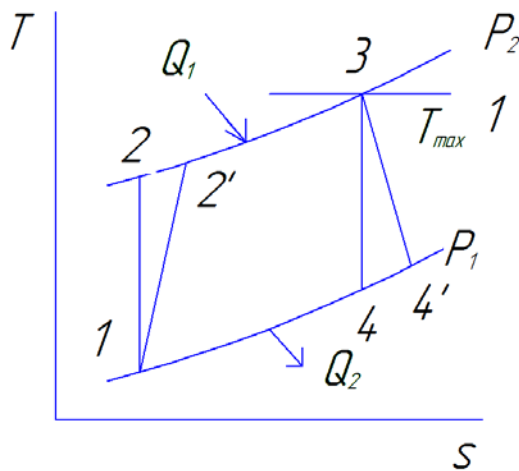
КПД турбины зависит от ее типа. Размеров и контура меридиальн. сечения проточной части, а также от скорости газа за турбиной.

η_T^* колеблется в пределах $0.9 \div 0.94$, $\eta_{Л}$ на $0.01 \div 0.02$ больше, а мощностной меньше на $0.02 \div 0.2$.

η_T^* мощн. осев. турб. составляет $0.9 \div 0.91$. Механические потери в турбине хар-ся $\eta_H = 0.99 \div 0.995$.

Обычно значение механических потерь объединяют с газодинамическими потерями и оценивают общий КПД турбины. При анализе циклов условно полагают $C_2 = 0$, тогда все КПД равны друг другу, экономичность турбины оценивается полным КПД турбины η_T .

Параметры цикла – Π_k и Π_T .



- 1-2 – адиабатное сжатие в К
- 2-3 – подвод теплоты Q_1 в КС
- 3-4 – расширение в турбине
- 4-1 – выброс теплоты Q_2

Дано:

$$p_1, v_1, T_1$$

$$T_3 = T_{\max}$$

$$\Pi_k = \frac{p_2}{p_1}; \quad \Pi_T = \frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1}$$

1 – 2' – 3 – 4' – реальный цикл ГТУ

$$\alpha_e = \alpha_T - \alpha_k = H_T \eta_T - \frac{H_k}{\eta_k} \quad (1)$$

Допущения:

$$p_1 = p_{атм}$$

$$k' = k$$

$$P_k = P_T$$

$$H_k^* = c_p T_1^* \left(P_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2)$$

$$H_T = c_p T_3^* \left(1 - P_T^{\frac{1-k}{k}} \right) \quad (3)$$

Подставляя (2) и (3) в (1), получим:

$$\alpha_e = c_p T_3^* \left(1 - P_T^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_T - \frac{c_p T_1^* \left(P_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_k} \quad (4)$$

$$P_k^{\frac{k-1}{k}} = x \quad (5)$$

$$\frac{T_3}{T_1} = v \quad (6)$$

$$x_{opt_L} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (6a)$$

Тогда с учетом (6a) (4) запишется в виде:

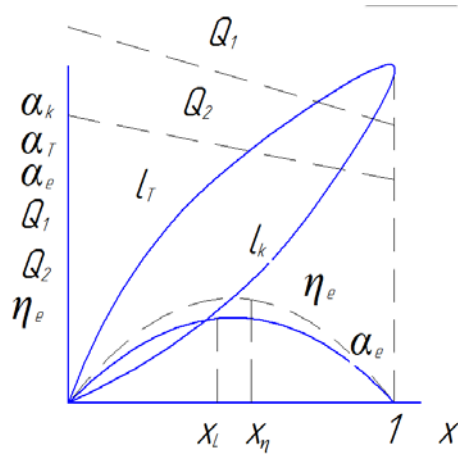
$$\alpha_e = \frac{R \cdot k}{k-1} T_1 \left[v \left(1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T - \frac{x-1}{\eta_k} \right] \quad (7)$$

При этом работа компрессора:

$$\alpha_k = \frac{R \cdot k}{k-1} T_1 (x-1) \frac{1}{\eta_k} \quad (8)$$

$$\alpha_T = \frac{R \cdot k}{k-1} T_1 v \left(1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T \quad (9)$$

При постоянной температуре T_1 и выбран. знач. T_3 , η_k , η_T работа $\alpha_e = f(x)$. При $\Pi = 1$ $\alpha_e = \alpha_T = \alpha_k = 0$. При $\Pi \rightarrow \infty$ $\alpha_k \rightarrow \infty$, но α_T стремится до некоторой максимальной величины $\alpha_{T \max} = \frac{Rk}{k-1} T_3 \eta_T$



КПД реального цикла

$$\eta_e = \frac{\alpha_e}{Q_1} \quad (1)$$

$$Q_1 = g_m Q_H^p \quad (2)$$

$$\eta_e = \frac{\alpha_e}{g_m Q_H^p} \quad (3)$$

$$Q_1 = i_3 - i_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (4)$$

$$\text{Где } T_2^* = T_1 + \frac{H_k^*}{c_p \eta_k} = T_1^* \left[1 + \left(\Pi_k^{* \frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (5)$$

С учетом (4) и (5), (3) примет вид:

$$\eta_e = \frac{v \left(1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T - \frac{x-1}{\eta_k}}{v-1 - \frac{x-1}{\eta_k}} \quad (6)$$

Анализ формулы (6) показал, что с повышением x теплота Q_1 понижается, следовательно η_e достигает своего максимума при $x_\eta > x_L$.

19. Классификация ПГУ

Энергетические установки, в которых теплота уходящих газов ГТУ прямо или косвенно используется для выработки электроэнергии в паротурбинном цикле, называются парогазовыми.

По назначению ПГУ подразделяют на конденсационные и теплофикационные. Первые из них вырабатывают только электроэнергию, вторые служат и для нагрева сетевой воды в подогревателях, подключаемых к паровой турбине.

По количеству рабочих тел, используемых в ПГУ, их делят на монарные и бинарные. В монарных установках рабочим телом турбины является смесь продуктов сгорания и водяного пара. В бинарных установках рабочие тела газотурбинного цикла (воздух и продукты горения топлива) и паротурбинной установки (вода и водяной пар) разделены. Большинство ПГУ относится к ПГУ бинарного типа. На практике применяются следующие установки бинарного типа:

- утилизационные ПГУ (ПГУ с котлом утилизатором (КУ);
- ПГУ-У);
- сбросные ПГУ (ПГУ со сбросом выходных газов ГТУ в энергетический котел);
- ПГУ с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ);
- ПГУ с вытеснением регенерации.

Тепловые схемы котлов-утилизаторов ПГУ бинарного типа различаются по компоновке поверхностей нагрева и количеству контуров циркуляции рабочего тела (воды и пара). В соответствии с этим имеются одно-, двух- и многоконтурные (трехконтурные) ПГУ, а котлы-утилизаторы - с горизонтальной и вертикальной (башенной) компоновкой поверхностей нагрева.

По числу валов турбогенераторов ПГУ бывают одновальные и многовальные. В одновальных ПГУ ГТУ и ПТ устанавливаются на од-

ном валу с общим электрогенератором; многовальные ПГУ выполняются с индивидуальными электрогенераторами для каждой ГТУ и ПТ.

Компоновка ПГУ может быть сомкнутой, разомкнутой; с общим машзалом, с общей на всю ТЭС дымовой трубой и с индивидуальными дымовыми трубами.

В настоящее время строительство ПГУ является преобладающей тенденцией в современной теплоэнергетике. Это обусловлено следующими преимуществами газотурбинных и парогазовых ТЭС по сравнению с паротурбинными (паросиловыми) ТЭС:

Умеренной стоимостью установленной единицы мощности ПГУ, что связано с меньшим объемом строительной части, с отсутствием сложного энергетического котла, дорогой дымовой трубы, системы регенеративного подогрева питательной воды, использованием более простых паровой турбины и системы технического водоснабжения.

Существенно меньшим строительным циклом ПГУ. ПГУ, как и ПСУ, можно вводить поэтапно, что упрощает проблему инвестиций.

Достаточно высокой экономичностью ПГУ. Одноконтурная ПГУ с ГТУ, имеющей начальную температуру примерно 1000 °С, может иметь абсолютный КПД около 42 %. КПД трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, в которой температура газов перед газовой турбиной находится на уровне 1450 °С, достигает 60 %.

Существенно меньшими выбросами оксидов азота (NO_x). Это обусловлено не только тем, что в ГТУ сжигается газ, а многие паросиловые ТЭС работают на угле, но и тем, что в топках энергетических котлов применяется диффузионный (а не кинетический) принцип сжигания с большими избытками воздуха и длительным пребыванием топливовоздушной смеси при высокой температуре.

Высокой маневренностью ПГУ, обеспечиваемой наличием в ее схеме ГТУ, нагрузку которой можно изменять в течение нескольких

минут. Для реализации этих потенциальных маневренных возможностей паротурбинная установка (ПТУ) должна быть оснащена байпасным трубопроводом перегретого пара. Для возможности глубокого разгружения ПГУ она должна быть многовальновой.

При одинаковой мощности паросиловой и парогазовой ТЭС потребление охлаждающей воды ПГУ примерно втрое меньше. Это определяется тем, что мощность паросиловой части ПГУ составляет 1/3 от общей мощности, а ГТУ охлаждающей воды практически не требует.

Основным недостатком энергетических ПГУ является то, что в камере сгорания ГТУ сжигается природный газ. Использование тяжелых сортов жидкого и тем более твердого топлива требует сложных систем подготовки (газификации) топлива и очистки образующегося горючего газа, что приводит к существенному уменьшению КПД (до 42-44 %). В России имеются возможности для сооружения ПГУ, так как доля используемого для энергетики природного газа превышает 60 % и половина его используется по экологическим соображениям на ТЭЦ.

В РФ работает ряд газотурбинных ТЭС: ГРЭС им. Классона ОАО "Мосэнерго", Северо-Западная ТЭЦ (г. Санкт-Петербург), Краснодарская ТЭС, Якутская ГРЭС и др.

Совершенствование стационарных ГТУ связано в первую очередь с освоением высоких температур рабочего тела (до 1300-4500 °С) и повышением единичной мощности (до 250-300 МВт и выше), что позволяет рассматривать ГТУ как весьма перспективный двигатель парогазовых ТЭС.

20. Утилизационные ПГУ с котлом утилизатором.

Утилизационные ПГУ

В ПГУ-У теплота уходящих газов ГТУ утилизируется в котлах-утилизаторах для получения пара высоких параметров, используемого в паротурбинном цикле. Главными преимуществами утилизационных ПГУ по сравнению с паротурбинной установкой (ПТУ) являются высокая экономичность, существенно меньшие капиталовложения, меньшая потребность в охлаждающей воде, малые вредные выбросы, высокая маневренность. Утилизационные ПГУ требуют высокоэкономичных газовых турбин с высокой температурой уходящих газов для генерирования пара высоких параметров для паротурбинной установки. Современные ГТУ, отвечающие этим требованиям, работают либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива.

Принципиальная схема одноконтурной ПГУ-У показана на рисунке 6.2. Котел-утилизатор представляет собой шахту прямоугольного сечения с размещенными в ней поверхностями нагрева, образованными оребренными трубами, внутрь которых подается рабочее тело паротурбинной установки (вода-пар)

В простых случаях поверхности нагрева котла-утилизатора состоит из трех элементов: экономайзер-3, испаритель-2, пароперегреватель-1. Центральный элемент испаритель, состоит из барабана-4, опускных труб-5 и достаточно плотно установленных испарительных труб-6. Испаритель работает по принципу естественной конвекции. Испарительные трубы находятся в зоне более высоких температур, чем опускные, поэтому вода в них нагревается, частично испаряется и поднимается вверх в барабан, т. к. плотность пара водяной смеси в испарительных трубах меньше чем в опускных насыщенный пар собирается в верхней части барабана 4 и направляется в трубы

пароперегревателя 1. Расход пара из барабана 4 компенсируется подводом воды из экономайзера 3. Описанный котел-утилизатор является котлом с естественной циркуляцией, поскольку поступающая вода, прежде чем испариться полностью, многократно проходит через испарительные трубы.

Питательная вода в экономайзере нагревается до температуры, на 10-20 °С меньшей, чем температура насыщенного пара в барабане. Из барабана сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель, где перегревается сверх температуры насыщения. Температура перегретого пара t_0 меньше температуры газов θ_r , поступающих из газовой турбины на 25-30 °С.

В процессе теплообмена в котле-утилизаторе температура газов уменьшается от значения θ_r на входе до значения температуры уходящих газов $G_{ух}$. Температура питательной воды повышается в экономайзере до температуры кипения (точка а). При этой температуре вода поступает в испаритель, где происходит ее испарение при постоянной температуре (процесс – а-б). В точке б рабочее тело находится в виде сухого пара. Далее в пароперегревателе происходит его перегрев до значения $t_{пг}$ -

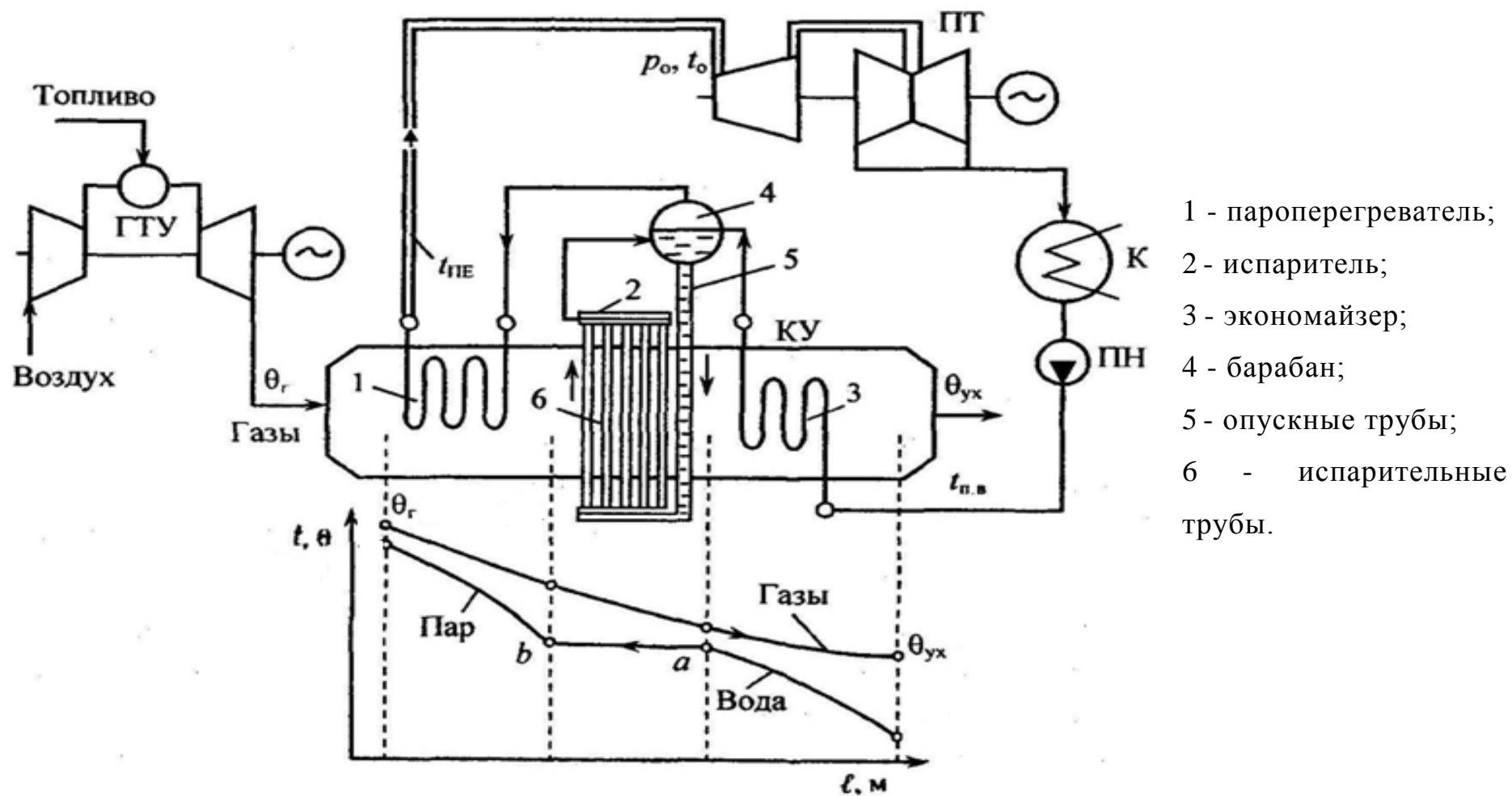


Рисунок 6.2 - Принципиальная схема одноконтурной ПГУ утилизационного типа

Образующийся на выходе из пароперегревателя пар направляется в паровую турбину, где, расширяясь, совершает работу. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор К, конденсируется и с помощью питательного насоса ПН снова направляется в котел-утилизатор.

Проанализируем работу парогазовой установки утилизационного типа.

В большинстве ГТУ температура уходящих газов составляет 530-580 °С (имеются отдельные ГТУ с температурой θ_{Γ} до 640 °С). Газы отводятся из котла-утилизатора при температуре $\theta_{\text{yx}} \sim 100$ °С. Примем: $\theta_{\Gamma} = 555$ °С, $\theta_{\text{yx}} = 100$ °С, $t_{\text{н.в.}} = 15$ °С. Здесь $t_{\text{н.в.}}$ - температура наружного воздуха, 15°С. В этом случае КПД котла-утилизатора составит:

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{555 - 100}{555 - 15} = 0,843$$

При работе на газе энергетический котел ТЭС имеет КПД брутто $\eta_{\text{к}} \approx 94\%$. Таким образом, КПД $\eta_{\text{ку}}$ существенно более низкий, чем КПД $\eta_{\text{к}}$ энергетического котла.

КПД паротурбинной установки ПГУ-У существенно ниже, чем КПД ПТУ обычной ТЭС. Это связано не только с тем, что параметры пара, генерируемого котлом-утилизатором, ниже, но и с тем, что ПТУ ПГУ не имеет системы регенерации (наличие системы регенерации приводит к повышению температуры $t_{\text{п.в.}}$ и к еще большему снижению КПД котла-утилизатора).

Примем КПД котла-утилизатора $\eta_{\text{ку}} = 75\%$. Тогда в дымовую трубу из котла будет отведено количество теплоты

$$Q_{\text{ух}} = Q_{\text{ку}}(1 - \eta_{\text{ку}}) = 66(1 - 0,75) = 16,5 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$$

В паротурбинную установку для преобразования в электроэнергию поступает количество тепла $Q_{\text{пту}} = Q_{\text{ку}} - Q_{\text{ух}} = 49,5 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$. Примем КПД ПТУ $\eta_{\text{пту}} = 0,3$; тогда электрогенератор паровой турбины выработает электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{пту}} = Q_{\text{пту}} \cdot \eta_{\text{пту}} = 49,5 \cdot 0,3 = 14,85 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

Всего ПГУ выработает электроэнергии

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{гту}} + \mathcal{E}_{\text{пту}}$$

следовательно, КПД ПГУ

$$\eta_{\text{пгу}} = \mathcal{E} / Q_{\text{кс}} = \frac{48,85}{100} = 0,4885, \text{ т. е. около } 49 \%$$

Приведённые рассуждения позволяют получить простую формулу для определения КПД ПГУ утилизационного типа:

$$\eta_{\text{пгу}} = \eta_{\text{гту}} + (1 - \eta_{\text{гту}}) \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{пту}}$$

Анализ формулы объясняет причину строительства ПГУ лишь в последние 20 лет. Рассмотрим ГТУ типа ГТ-100-3М: $\eta_{\text{гту}} = 28,5 \%$; температура газов на ГТУ $\theta_{\text{г}} = 398 \text{ }^\circ\text{C}$. При такой температуре газов в котле-утилизаторе можно сгенерировать пар с температурой около $370 \text{ }^\circ\text{C}$, и КПД паротурбинной установки будет равен примерно 14% . Тогда при $\eta_{\text{ку}} = 0,75$ КПД ПГУ составит

$$\eta_{\text{пгу}} = (1 - 0,285) \cdot 0,75 \cdot 0,14 = 0,36$$

В этом случае целесообразнее построить обычный паротурбинный энергоблок СКД с большей экономичностью. Строительство ПГУ стало экономически оправданным лишь после создания высокотемпературных ГТУ, которые обеспечили не только ее высокий КПД, но и условия для реализации паротурбинного цикла.

21. ПГУ с низконапорным парогенератором

Часто ПГУ со сбросом выходных газов ГТУ в энергетический котел называют "сбросными", или ПГУ с низконапорным парогенератором (НПГ). В них тепло уходящих газов ГТУ, содержащих достаточное количество кислорода, направляется в энергетический котел, замещая в нем дутьевой воздух (рисунок 6.3 а).

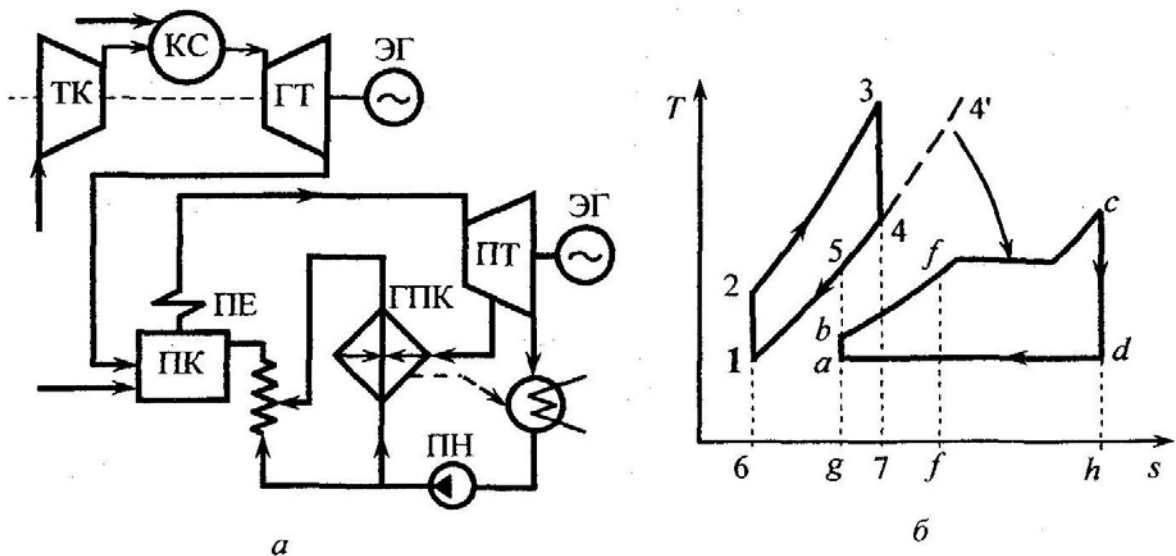


Рисунок 6.3 а - Схема ПГУ с НПГ; б - цикл ПГУ с НПГ

При этом отпадает необходимость в воздухоподогревателе котла, так как уходящие газы ГТУ имеют высокую температуру. Главным преимуществом сбросной схемы является возможность использования в паротурбинном цикле твердых топлив.

В сбросной ПГУ топливо направляется не только в камеру сгорания ГТУ, но и в энергетический котел, причем ГТУ работает на легком топливе (газ или дизельное топливо), а энергетический котел - на любом топливе. В сбросной ПГУ реализуется два термодинамических цикла: Брайтона в ГТУ и Ренкина в ПТУ (рисунок 6.3 б).

Теплота, поступившая в камеру сгорания ГТУ вместе с топливом, преобразуется в электроэнергию так же, как и в утилизационный ПГУ, т.е. с КПД на уровне 50 %, а теплота, поступившая в энергетический котел, - как в обычном паротурбинном цикле, т.е. с КПД на уровне 40 %. Однако достаточно высокое содержание кислорода в уходящих газах ГТУ, а также необходимость иметь за энергетическим котлом малый коэффициент избытка воздуха, приводят к тому, что доля мощности паротурбинного цикла составляет примерно 2/3, а доля мощности ГТУ - 1 /3 (в отличие от утилизационной ПГУ, где это соотношение обратное). Поэтому КПД сбросной ПГУ существенно меньше, чем утилизационной, и составляет примерно:

$$\eta_{\text{ГТУ}} = (2/3)/40 + (1/3)/50 = 43,3 \%$$

Ориентировочно можно считать, что в сравнении с обычным паротурбинным циклом экономия топлива при использовании сбросной ПГУ примерно вдвое меньше, чем экономия топлива в утилизационной ПГУ.

Кроме того, схема сбросной ПГУ оказывается очень сложной, так как необходимо обеспечить автономную работу паротурбинной части (при выходе из строя ГТУ), а поскольку воздухоподогреватель в котле отсутствует (ведь в энергетический котел при работе ПГУ поступают горячие газы из ГТУ), то необходима установка специальных

калориферов, нагревающих воздух перед подачей его в энергетический котел при останове ГТУ.

22. Принципиальная схема и принцип работы работа ПГУ с газовым регенеративным подогревателем.

Комбинированная установка включает в себя ГТУ с турбокомпрессором ТК (рисунок 6.6), камерой сгорания КС, газовой турбиной ГТ и ПТУ с паровым котлом ПК, паровой турбиной ПТ, конденсатором К и регенеративными подогревателями питательной воды РП (на схеме показан один из них). Кроме этого, имеется газовый подогреватель ГП питательной воды, который установлен параллельно регенеративным подогревателям. Этот подогреватель является общим элементом комбинированной установки, так как в нем подогрев питательной воды осуществляется теплотой уходящих газов ГТУ перед отводом их в атмосферу. В случае остановки ГТУ по тем или иным причинам ГП клапанами Кл-3 отключается от схемы ПТУ и питание котла водой производится через регенеративные подогреватели РП.

Действительный цикл комбинированной установки в Т-s-диаграмме представлен на рисунке 6.7. Здесь цикл 1-2д-3-4д-5-I есть цикл ГТУ, в которой газ после расширения в турбине (точка 4д) при атмосферном давлении охлаждается в ГП до состояния 5, отдавая теплоту питательной воде цикла ПТУ, и только после этого отдает теплоту $Q_{2Г}$ окружающей среде. В цикле ПТУ 6-7д-8-9-6 подогрев питательной воды от состояния 8 до состояния 9 производится в ГП за счет теплоты газа ГТУ, а дальнейший подвод теплоты $Q_{1В}$ осуществляется за счет сжигания топлива в котле. Таким образом, комбинированный цикл является частично бинарным, т.е. в низкотемпературном цикле часть теплоты (та, что подводится ГП) получена из высокотемпературного цикла, а остальная часть - от продуктов сгорания топлива.

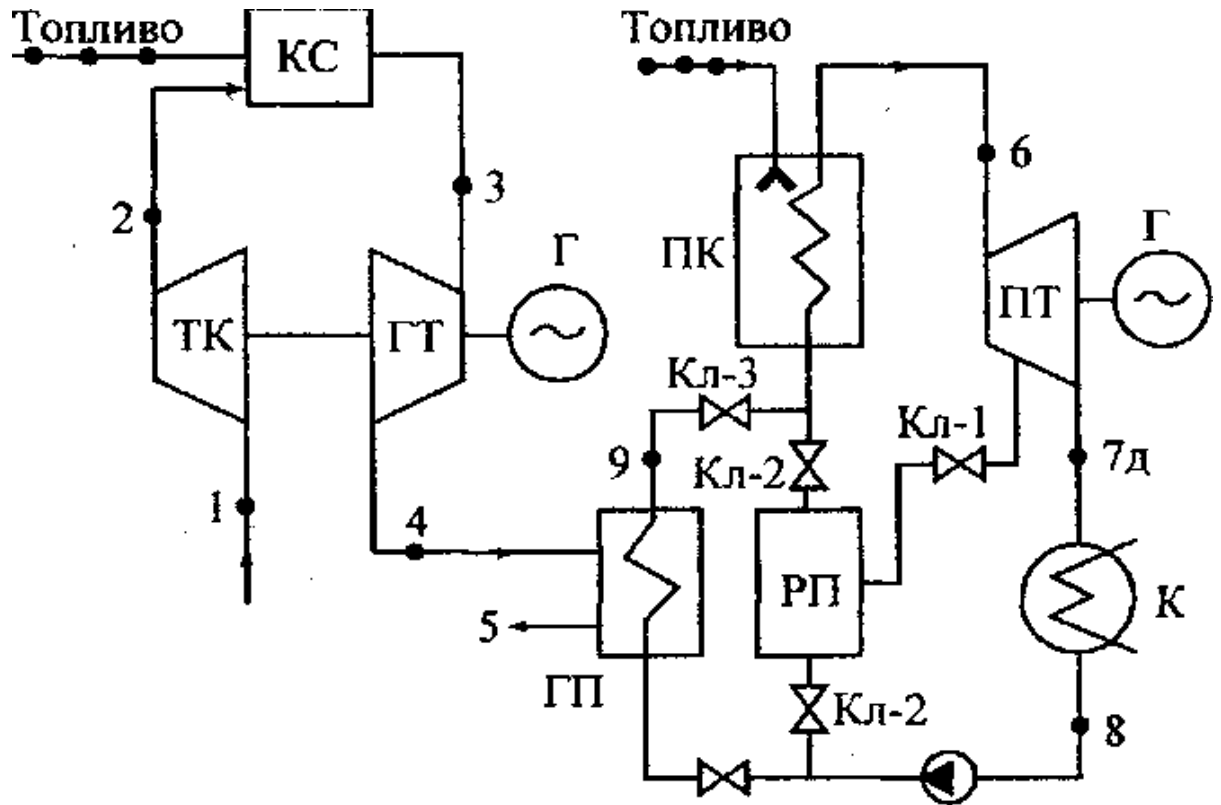


Рисунок 6.6 - Принципиальная схема ПГУ с газовым регенеративным подогревателем

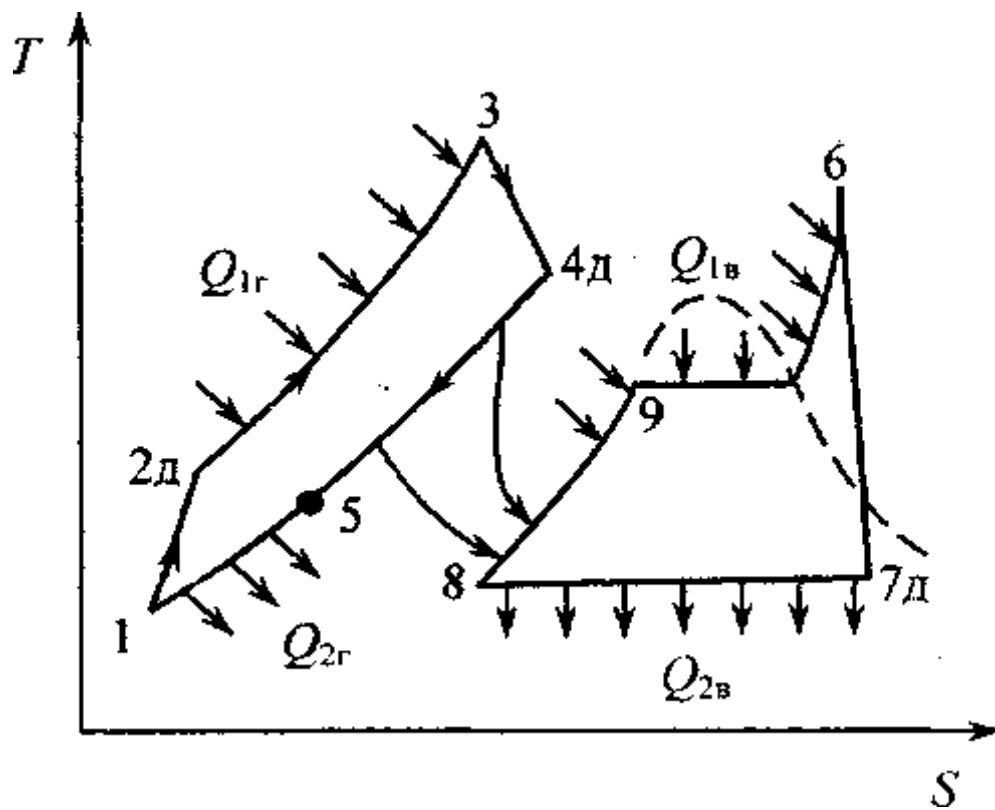


Рисунок 6.7 - Цикл ПГУ с газовым регенеративным подогревателем

Поскольку термодинамические свойства газа и воды различны, в газовой и водной частях комбинированного цикла циркулируют разные количества рабочего тела. Соотношение между ними можно определить из теплового баланса узла, связывающего оба эти контура, т.е. ГП. Эта величина, называемая кратностью циркуляции газов T , рассчитывается по формуле

$$m = (h_9 - h_8) / (h_{4Д} - h_5)$$

Заметим, что и T - s -диаграмма (рис. 6.7) построена соответственно для газа массой m , кг, и воды массой 1 кг.

Внутренний КПД комбинированного цикла можно определить как

$$\eta_i^{\text{ПГУ}} = \frac{m \cdot l_{\text{ГТУ}}^{\text{Д}} + l_{\text{ПТУ}}^{\text{Д}}}{Q_{1Г} + Q_{1В}} = \frac{m \cdot [(h_3 - h_{4Д}) - (h_{2Д} - h_1)] + (h_6 - h_{7Д})}{m \cdot (h_3 - h_{2Д}) + (h_6 - h_9)}$$

Доля мощности ПГУ, вырабатываемая ГТУ, может составлять 65-67 %.

23. Принципиальная схема и принцип работы ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором.

На рисунке 8.1 показан пример принципиальной тепловой схемы двухконтурной ПГУ утилизационного типа.

ГТУ вырабатывает электрическую мощность $N_3^{\text{ГТУ}}$, а ее уходящие газы направляются в котел-утилизатор (КУ), имеющий два контура генерации пара. Контур ВД генерирует пар ВД в количестве $D_o^{\text{ВД}}$ и направляет его в паровую турбину. Расширившись в части высокого давления (ЧВД) турбины, этот пар смешивается с паром, генерируемым контуром НД. Суммарный поток пара расширяется в части низкого давления (ЧНД) и поступает в конденсатор. В результате паровая турбина вырабатывает мощность $N_3^{\text{ПГУ}}$.

Из конденсатора конденсат отработавшего в турбине пара конденсатным электронасосом (КЭН) направляется в газовый подогреватель

конденсата (ГПК). Перед входом в КУ к конденсату подмешивается часть конденсата, нагретого в ГПК (рециркуляция D_p), и на входе в КУ обеспечивается температура конденсата $t_K^{ГПК}$, исключающая коррозию выходных поверхностей нагрева КУ. Расход конденсата $D_o^{ВД} + D_o^{НД} - D_d$, где $D_o^{НД}$ - расход пара НД, D_d - расход греющего пара в деаэрактор, направляется из ГПК в деаэрактор для термической деаэрации, осуществляемой нагревом конденсата паром из контура НД.

Из аккумуляторного бака деаэрактора питательная вода разводится на контуры ВД и НД. Питательными электронасосами НД (ПЭННД) питательная вода подается в барабан НД. Образующийся насыщенный пар поступает в пароперегреватель НД (ППНД), перегревается и направляется в количестве D_d в деаэрактор для нагрева конденсата; остальной пар НД направляется в камеру смешения паровой турбины.

Питательные электронасосы ВД (ПЭНВД) подают питательную воду в количестве $D_o^{ВД}$ из деаэрактора в экономайзер ВД (ЭВД), из которого она поступает в барабан ВД, а из него уже в виде насыщенного пара - в пароперегреватель ВД (ППВД). Из ППВД перегретый пар поступает в паровую турбину.

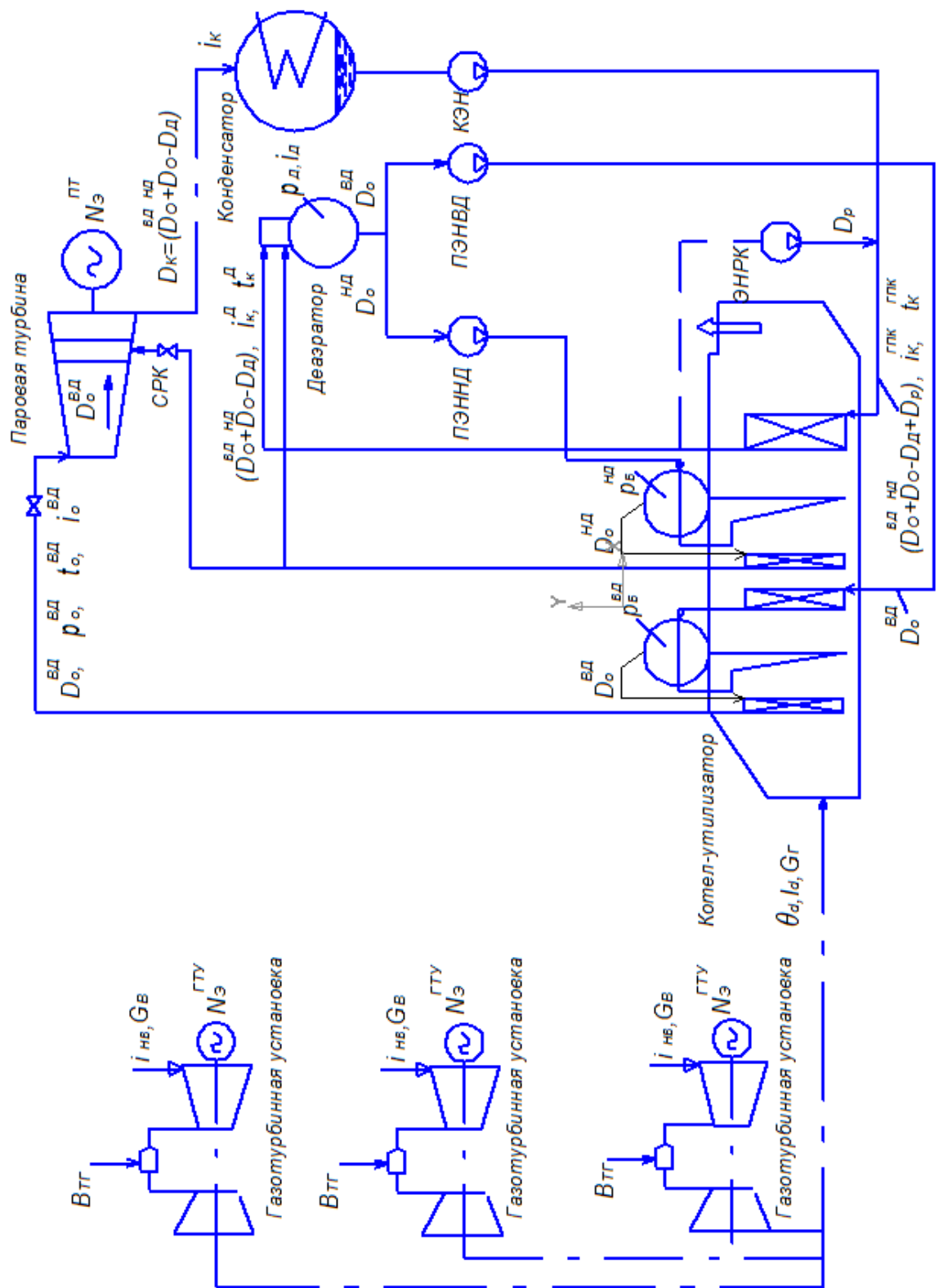


Рисунок 8.1 - Принципиальная тепловая схема двухконтурной ПГУ утилизационного типа

24. Расчет котла-утилизатора

Рассчитываем удельную весовую энтальпию уходящих газов ГТУ для температуры T_4 :

$$I_{\Gamma} = V_{T,\Gamma} \cdot I_{yx} / G_{\Gamma} = 277,59 \cdot 715,82 / 328,74 = 604,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где $V_{T,\Gamma}$ -расход газа в камеру сгорания трёх ГТУ;

I_{yx} - энтальпия уходящих газов;

G_{Γ} - массовый расход уходящих газов трех ГТУ

1. Выбрав температурный напор на выходе из ППВД (рисунок 8.2)

$\delta t_o^{ВД} = 25^{\circ}\text{C}$, определяем температуру пара перед СРК:

$$t_o^{ВД} = \theta_d - \delta t_o^{ВД} = 425 - 25 = 400^{\circ}\text{C}.$$

Энтальпия пара перед СРК ВД $i_o^{ВД} = 3173,2 \text{ кДж/кг}$.

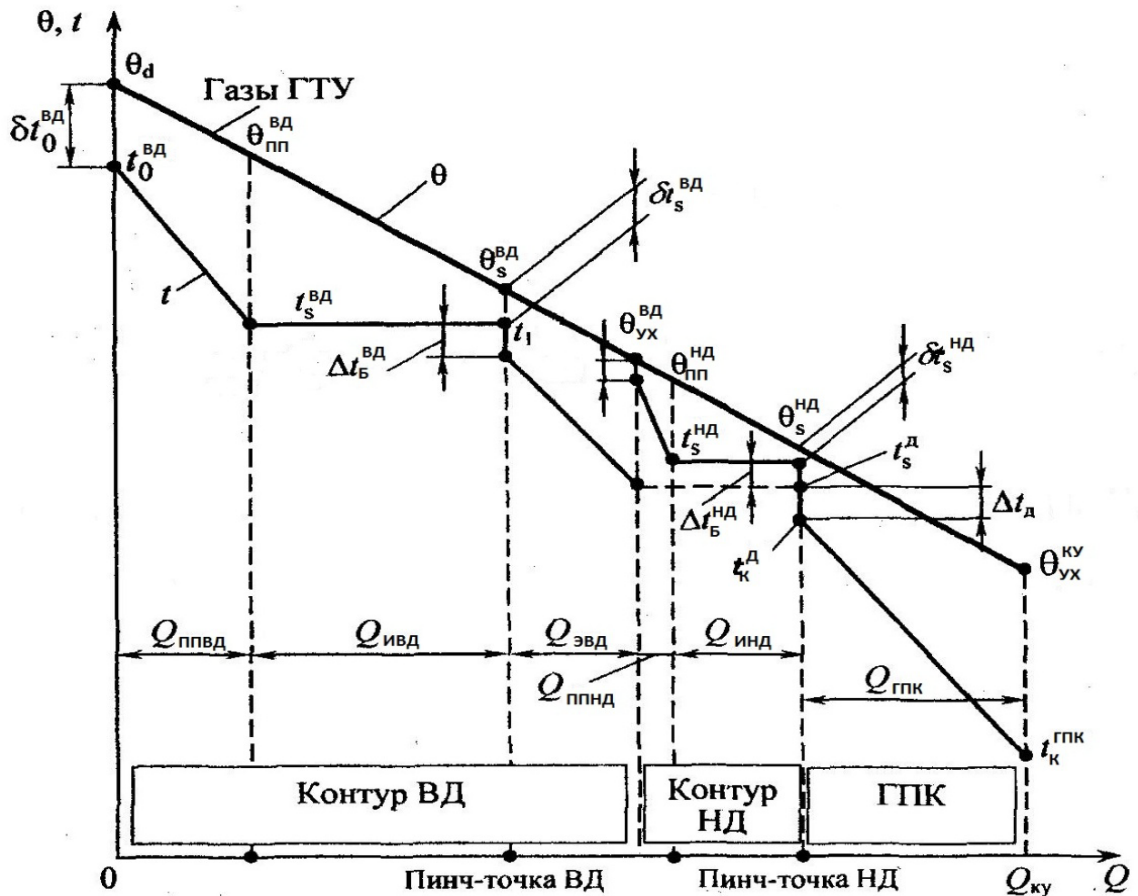


Рисунок 8.2 - Тепловая диаграмма $\theta=f(Q)$ и $t=f(Q)$ для котла-утилизатора ПГУ.

2. Давление пара в барабане ВД определяем:

$$P_B^{ВД} = (1 + \xi_{ВД}) \cdot P_0^{ВД},$$

где $\xi_{ВД}$ и $\xi_{НД}$ - гидравлические сопротивления ППВД и ППНД, включая сопротивления в трубопроводах; принимаются 4-6 % от давления перед стопорными клапанами ВД и НД.

$$P_B^{ВД} = (1 + 0,05) \cdot 6,5 = 6,83 \text{ МПа.}$$

Температура насыщения в нем $t_s^{ВД} = 284^\circ \text{C}$.

Энтальпия насыщенного пара $i_s'(P_B^{ВД}) = 2774,8 \text{ кДж/кг}$.

3. Выбираем значение недогрева питательной воды, поступающей в барабан ВД, $\Delta t_B^{ВД} = 7^\circ \text{C}$. Тогда энтальпия недогретой воды:

$$i_1 = 4,19 \cdot (t_s^{ВД} - \Delta t_B^{ВД}) = 4,19 \cdot (284 - 7) = 1160,6 \text{ кДж/кг.}$$

4. Температуру газов за ИВД (см. рис. 3) определяем по соотношению :

$$\theta_s^{ВД} = t_s^{ВД} + \delta t_s^{ВД} = 284 + 8 = 292^\circ \text{C},$$

где $\delta t_s^{ВД} = 8^\circ \text{C}$ - принятый температурный напор в пинч-точке ВД.

5. По $\theta_d = 425^\circ \text{C}$ и $\theta_s^{ВД} = 292^\circ \text{C}$ находим энтальпии газов соответственно на входе в КУ и выходе из ИВД:

$$I_d = 0,953 \cdot \theta_d^{1,0244} = 0,953 \cdot 425^{1,0244} = 469,5 \text{ кДж/кг,}$$

$$I_s^{ВД} = 0,953 \cdot \theta_s^{ВД 1,0244} = 0,953 \cdot 292^{1,0244} = 319,7 \text{ кДж/кг.}$$

6. Определяем расход пара ВД, генерируемого КУ:

$$D_o^{ВД} = \frac{G_r \cdot (I_d - I_s^{ВД})}{i_o^{ВД} - i_1} = \frac{328,74 \cdot (469,5 - 319,7)}{3173,2 - 1160,6} = 24,5 \text{ кг/с.}$$

7. Параметры питательной воды в деаэраторе, из которого она поступает в контур ВД, соответствует давлению $P_d = 0,55 \text{ МПа}$:

температура насыщения $t_s(P_d) = 156^\circ \text{C}$;

энтальпия насыщенной воды $i_d = i_d'(P_d) = 655,9 \text{ кДж/кг}$.

найдем энтальпию газов за контуром ВД

$$I_{yx}^{ВД} = I_s^{ВД} - \frac{D_o^{ВД} \cdot (i_1 - i_d)}{G_\Gamma} = 319,7 - \frac{24,5 \cdot (1160,6 - 655,9)}{328,74} = 282,1 \text{ кДж/кг},$$

которой соответствует температура $\theta_{yx}^{ВД} = 258^\circ \text{C}$.

8. Энтальпию газов за ППВД рассчитываем по соотношению :

$$I_{III}^{ВД} = I_d - D_o^{ВД} [i_o^{ВД} - i_s''(P_B^{ВД})] / G_\Gamma = 469,5 - \frac{24,5 [3173,2 - 2774,8]}{328,74} = 439,8 \text{ кДж/кг},$$

а температура $\theta_{III}^{ВД} = 401^\circ \text{C}$.

9. Определяем тепловые мощности поверхностей нагрева контура ВД.

Тепловые мощности ППВД, ИВД и ЭВД (см. рис. 3):

$$Q_{ППВД} = G_\Gamma (I_d - I_{III}^{ВД}) = 328,74 \cdot (469,5 - 439,8) = 9763,6 \text{ кВт};$$

$$Q_{ИВД} = G_\Gamma (I_{III}^{ВД} - I_s^{ВД}) = 328,74 \cdot (439,8 - 319,7) = 39481,7 \text{ кВт};$$

$$Q_{ЭВД} = G_\Gamma (I_s^{ВД} - I_{yx}^{ВД}) = 328,74 (319,7 - 282,1) = 12360,6 \text{ кВт}.$$

Переходим к расчету контура НД КУ.

10. Выбрав температурный напор на выходе из ППВД $\delta t_o^{ВД} = 22,5^\circ \text{C}$, находим температуру пара перед СРК НД:

$$t_o^{ВД} = \theta_{yx}^{ВД} - \delta t_o^{ВД} = 258 - 22,5 = 236^\circ \text{C}.$$

Так как давление пара перед СРК НД $P_o^{ВД} = 0,6 \text{ МПа}$, то энтальпия $i_o^{ВД} = 2927,3 \text{ кДж/кг}$.

11. Давление в барабане НД находим из соотношения:

$$P_B^{ВД} = (1 + 0,05) \cdot 0,6 = 0,63 \text{ МПа}.$$

Тогда температура насыщения в нем $t_s^{ВД} = 161^\circ \text{C}$, энтальпия насыщенной воды $i_s'(P_B^{ВД}) = 678,8 \text{ кДж/кг}$, а энтальпия насыщенного пара $i_s''(P_B^{ВД}) = 2758,2 \text{ кДж/кг}$.

12. Энтальпия недогретой воды, поступающей в барабан НД из деаэратора, $i_d(P_B^{ВД}) = i_s'(P_d) = 655,9 \text{ кДж/кг}$.

13. Приняв температурный напор в пинч-точке НД $\delta t_s^{ВД} = 10^\circ \text{C}$, находим в ней температуру газов:

$$\theta_s^{HD} = t_s^{HD} + \delta t_s^{HD} = 161 + 10 = 171^\circ C$$

14. Паропроизводительность контура HD:

$$D_o^{HD} = \frac{G_T (I_{yx}^{BD} - I_{yx}^{HD})}{i_o^{HD} - i_D} = \frac{328,74(282,1 - 184,7)}{2927,3 - 655,9} = 14,1 \text{ кг/с.}$$

15. Принимаем температуру питательной воды на входе в ГПК $t_K^{ГПК} = 60^\circ C$. Тогда ей соответствует энтальпия:

$$i_K^{ГПК} = 4,19 \cdot 60 = 251,4 \text{ кДж/кг.}$$

16. Примем недогрев конденсата за ГПК до температуры насыщения в деаэраторе $\Delta t_D = 7,5^\circ C$. Тогда температура и энтальпия недогретого конденсата, поступающего в деаэратор, соответственно равны:

$$t_K^D = t_s(P_D) - \Delta t_D = 156 - 7,5 = 149^\circ C,$$

$$i_K^D = 4,19 \cdot 149 = 624,3 \text{ кДж/кг.}$$

17. Из уравнения теплового баланса для деаэратора найдем расход пара на деаэратор:

$$D_D = \frac{(D_o^{BD} + D_o^{HD})(i_D - i_K^D)}{i_o^{HD} - i_o^{KD}} = \frac{(24,5 + 14,1)(655,9 - 624,3)}{2927,3 - 624,3} = 0,53 \text{ кг/с.}$$

18. По заданному давлению в конденсаторе $P_K = 5 \text{ кПа}$ определяем температуру конденсата $t_K = 33^\circ C$, энтальпию конденсата, поступающего к точке смешения с рециркуляцией, $i_K' = 137,8 \text{ кДж/кг}$, энтальпию конденсирующегося пара $i_K = 2561,7 \text{ кДж/кг}$ и удельный объем пара $\mathcal{G}_K'' = 28,2 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

19. Используя, определяем расход рециркуляции (для одного КУ):

$$D_P = \frac{(D_o^{BD} + D_o^{HD} - D_D)(i_K^{ГПК} - i_K')}{i_K^D - i_K^{ГПК}} = \frac{(24,5 + 14,1 - 0,53)(251,4 - 137,8)}{624,3 - 251,4} = 12 \text{ кг/с.}$$

20. Расход конденсата через ГПК:

$$D_{ГПК} = D_o^{BD} + D_o^{HD} - D_D + D_P = 24,5 + 14,1 - 0,53 + 12 = 50,1 \text{ кг/с.}$$

21. Энтальпия уходящих газов КУ определяется:

$$I_{yx}^{KV} = I_{yx}^{HD} - \frac{D_{ГПК} \cdot (i_k^D - i_k^{ГПК})}{G_{Г}} = 184,7 - \frac{50,1 \cdot (624,3 - 251,4)}{328,74} = 127,9 \text{ кДж/кг},$$

а их температура $\theta_{yx}^{KV} = 120^\circ \text{C}$.

22. При температуре наружного воздуха $t_{HB} = -5^\circ \text{C}$ энтальпия входящих газов $I_{HB} = 5,01 \text{ кДж/кг}$, и тогда КПД КУ:

$$\eta_{KV} = \frac{(I_d - I_{yx}^{KV})}{(I_d - I_{HB})} = \frac{(469,5 - 127,9)}{(469,5 - 5,01)} = 0,735.$$

23. Энтальпия газов за ППНД:

$$I_{ПП}^{HD} = I_{yx}^{ВД} - \frac{D_o^{HD} \cdot (i_o^{HD} - i_s''(P_B^{HD}))}{G_{Г}} = 282,1 - \frac{14,1 \cdot (2927,3 - 2758,2)}{328,74} = 274,8 \text{ кДж/кг},$$

а температура газов за ППНД $\theta_{ПП}^{HD} = 252^\circ \text{C}$.

24. Тепловые мощности ППНД, ИНД и ГПК (рисунок 8.3):

$$Q_{ППНД} = G_{Г} (I_{yx}^{ВД} - I_{ПП}^{HD}) = 328,74(282,1 - 274,8) = 2399,8 \text{ кВт};$$

$$Q_{ИНД} = G_{Г} (I_{ПП}^{HD} - I_{yx}^{HD}) = 328,74(274,8 - 184,7) = 29619,5 \text{ кВт};$$

$$Q_{ГПК} = G_{Г} (I_{yx}^{HD} - I_{yx}^{KV}) = 328,74(184,7 - 127,9) = 18672,4 \text{ кВт}.$$

25. Тепловая мощность, отданная газами ГТУ в паротурбинный цикл:

$$Q_{ГАЗ} = G_{Г} (I_d - I_{yx}^{KV}) = 328,74(469,5 - 127,9) = 112297,6 \text{ кВт}.$$

26. Тепловая мощность, полученная паром КУ:

$$Q_{ПАР} = D_o^{ВД} \cdot i_o^{ВД} + (D_o^{HD} - D_d) \cdot i_o^{HD} - [(D_o^{ВД} + D_o^{HD}) - D_d] \cdot i_k'' = 24,5 \cdot 3173,2 + (14,1 - 0,53) \cdot 2927,3 - [(24,5 + 14,1) - 0,53] \cdot 137,8 = 112221 \text{ кВт}.$$

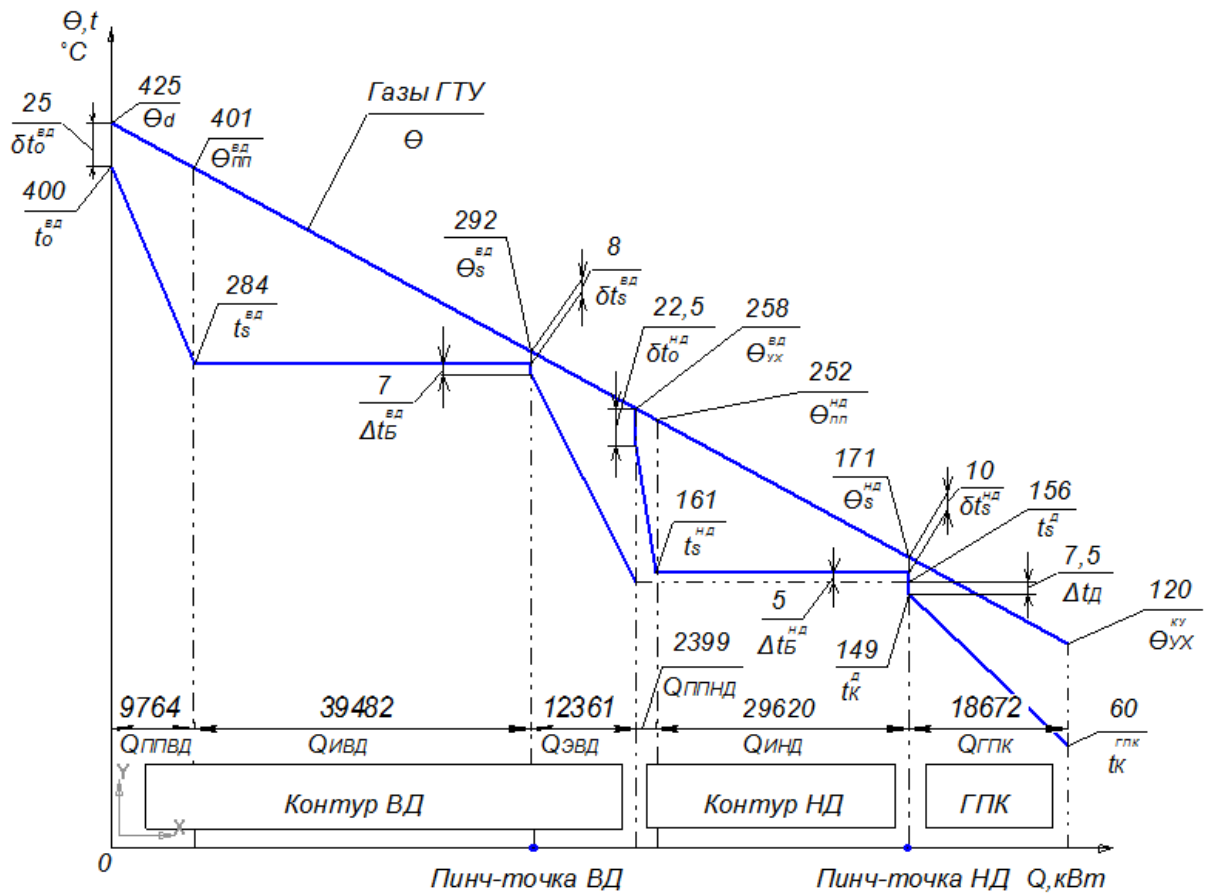


Рисунок 8.3 - Тепловая диаграмма $\theta=f(Q)$ и $t=f(Q)$ для котла-утилизатора ПГУ.

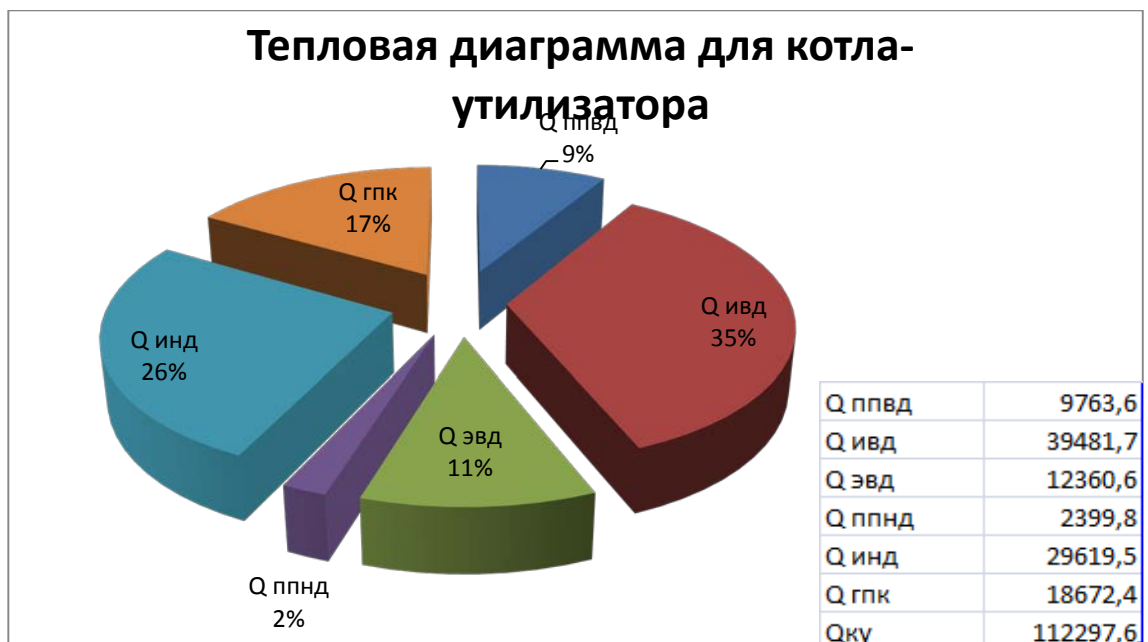


Рисунок 8.4 – Тепловая диаграмма для котла-утилизатор

Приближенный расчет паровой турбины

Одним из главных отличий турбины Т-170-7,8(рисунок 8.5) от традиционных турбин является уровень начальных параметров пара. Большинство традиционных теплофикационных паровых турбин выполнено на начальные параметры 12,8 МПа, 540 °С.

Значительная часть турбин в России, которые давно пора демонтировать, работают с начальными параметрами 8,8 МПа, 530 °С. Для традиционных паровых турбин этот уровень достигнут в середине 40-х годов XX в. Рассматриваемая паровая турбина Т-170-7,8 имеет начальные параметры 7,8 МПа, 515 °С. Они продиктованы температурой уходящих газов ГТУ: ясно, что поскольку, скажем, на номинальном режиме температура уходящих газов ГТУ составляет примерно 535 °С, то температура генерируемого в КУ пара никак не может быть выше этой температуры. Чем ближе температура генерируемого пара к температуре газов ГТУ, тем большая поверхность пароперегревателя КУ и, следовательно, большие капиталовложения для этого требуются. Оптимальной оказывается разность температур газов и пара на уровне 20 °С, отсюда и температура свежего пара перед турбиной на номинальном режиме 515 °С, принятая при проектировании.

С этой начальной температурой связано выбранное при проектировании начальное давление: для того чтобы влажность за последней ступенью не была чрезмерно высокой, а эрозия ее рабочих лопаток интенсивной, вместе со снижением начальной температуры необходимо снижать и начальное давление, отсюда и следует начальное давление 7,8 МПа.

Таким образом, технические возможности ГТУ, а точнее температура ее уходящих газов продиктовали сравнительно невысокий уровень начальных параметров турбины Т-170-7,8 и позволили при использовании

современных материалов и методов расчета создать простую, компактную и надежную паровую турбину.

Турбина, в которой происходит расширение газа в межлопаточных каналах РК, называется реактивной. Турбина, в которой осуществляется только поворот потока в РК, называется активной.

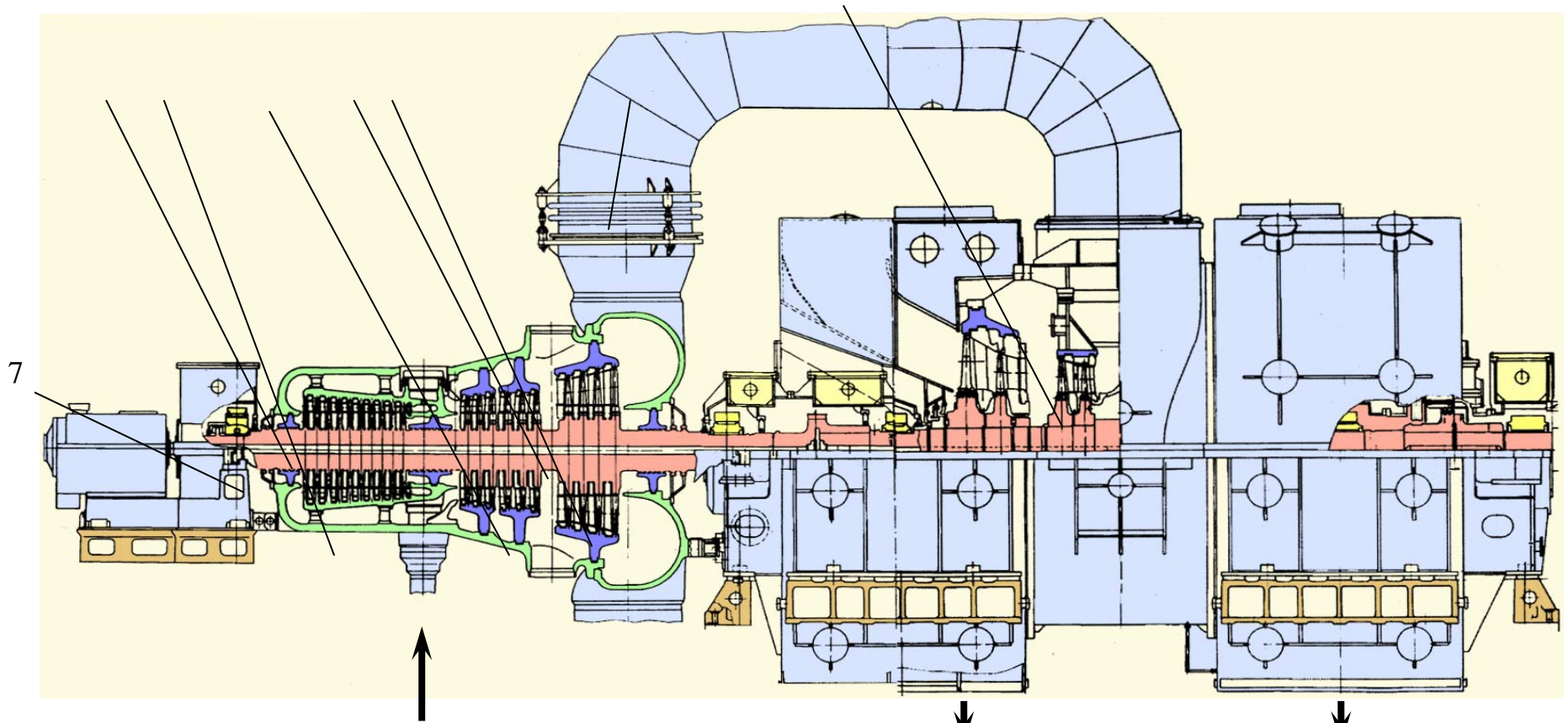
Приведем основные расчетные технические характеристики (таблица 8.1) паровой турбины Т-170-7,8:

Таблица 8.1- Основные расчетные технические характеристики паровой турбины Т-170-7,8

Номинальная мощность, МВт	1 58
Параметры свежего пара:	
давление, ат	7 7,5
температура, °С	5 10
расход, т/ч	4 75
Параметры пара низкого давления:	
давление, ат	6 ,3
температура, °С	1 95
расход, т/ч	1 08,1
Температура охлаждающей воды, °С	2 7

Расчетное давление в конденсаторе, ат	0 ,11
Максимальная тепловая нагрузка теплофикационной установки, МВт	4 50
Характеристика последней ступени:	
длина рабочей лопатки, мм	6 40
корневой диаметр, мм	1 520
кольцевая площадь выхода пара, м ²	4 ,34
Длина турбины без генератора, м	1 6,7
Масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), т	4 63
Масса конденсаторной группы, т	2 04

5



Поддача свежего пара

Пар в конденсатор

Пар в конденсатор

Рисунок 8.5 - Продольный разрез паровой турбины Т-170-7,8

1 – ЦВД 1^й отсек; 2 – ЦВД 2^й отсек; 3 – ЦСД; 4 – двухпоточный ЦНД; 5 – поворотная камера; 6 – камера смешения; 7 – передний стул; 8 – пароперпускная труба

1. Суммарный объёмный расход, проходящий через последние ступени паровой турбины:

$$(D \cdot v)_{\Sigma} = (D_0^{ВД} + D_0^{ВД} - D_{д}) \cdot v_K'', \text{ м}^3/\text{с},$$

где $v_K'' = 28,2 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём пара за последней ступенью;

$$(D \cdot g)_{\Sigma} = (24,5 + 14,1 - 0,53) \cdot 28,2 = 1073,6 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Выбираем двухпоточный ЦНД с рабочей лопаткой последней ступени длиной $l_z = 0,55 \text{ м}$ и корневым диаметром $d_K = 1350 \text{ мм}$. При объёмном расходе пара через один поток $594,6 \text{ м}^3$ «сухой» КПД последней ступени составляет $0,825$, а потеря с выходной скоростью $\Delta H_{BC} = 14 \text{ кДж/кг}$.

2. Таким образом, паровая турбина для рассматриваемой ПГУ должна быть двухцилиндровой с ЦВД и двухпоточным ЦНД. Поступив во внутренний корпус ЦВД, пар проходит 1-й отсек и поступает в поворотную камеру с давлением $p_{ПК}$. В ней он разворачивается на 180° , проходит между внутренним и внешним корпусом ЦВД и поступает во 2-й отсек, за которым расположена камера смешения и поддерживается давление $p_{см}$. После камеры смешения пар расширяется в 3-м (последнем в ЦВД) отсеке и поступает на вход двухпоточного ЦНД с давлением $p_0^{ЦНД}$. Исходя из количества ступеней в 1-м и 2-м отсеках и давлений перед (СРК) ЦВД (и ЧНД), принимаем давление $p_{ПК} = 1,8 \text{ МПа}$. Давление перед ЦНД оценим в $p_0^{ЦНД} = 0,16 \text{ МПа}$.

3. Принимаем потерю давления в СРК НД $\xi_{СРК}^{ВД} = 0,03$ и по соотношению находим давление в камере смешения:

$$p_{см} = (1 - \xi_{СРК}^{ВД}) \cdot p_0^{ВД}, \text{ МПа};$$

$$p_{см} = (1 - 0,03) \cdot 0,6 = 0,582 \text{ МПа}.$$

4. Аналогично давление пара перед проточной частью ЦВД:

$$p_0'^{ВД} = (1 - \xi_{СРК}^{ВД}) \cdot p_0^{ВД}, \text{ МПа},$$

где, как и в предыдущем случае, потеря давления в СРК ВД $\xi_{СРК}^{ВД} = 0,03$;

$$p_0'^{ВД} = (1 - 0,03) \cdot 6,5 = 6,305 \text{ МПа}.$$

По этому давлению и энтальпии перед СРК ВД $i_0^{ВД} = 3173,2$ кДж/кг (точка О) определим все параметры перед проточной частью ЦВД: температура $t_0 = 399^\circ\text{C}$, удельный объём $v_0 = 0,045$ м³/кг, энтропия $S_0 = 6,52$ кДж/(кг·К).

5. Строим изоэнтروпический адиабатный процесс расширения пара в 1-м отсеке (рисунок 8.6), определяем энтальпию $i_i^{ПК} = 2863,6$ кДж/кг и удельный объём $v_i^{ПК} = 0,119$ м³/кг в конце процесса расширения.

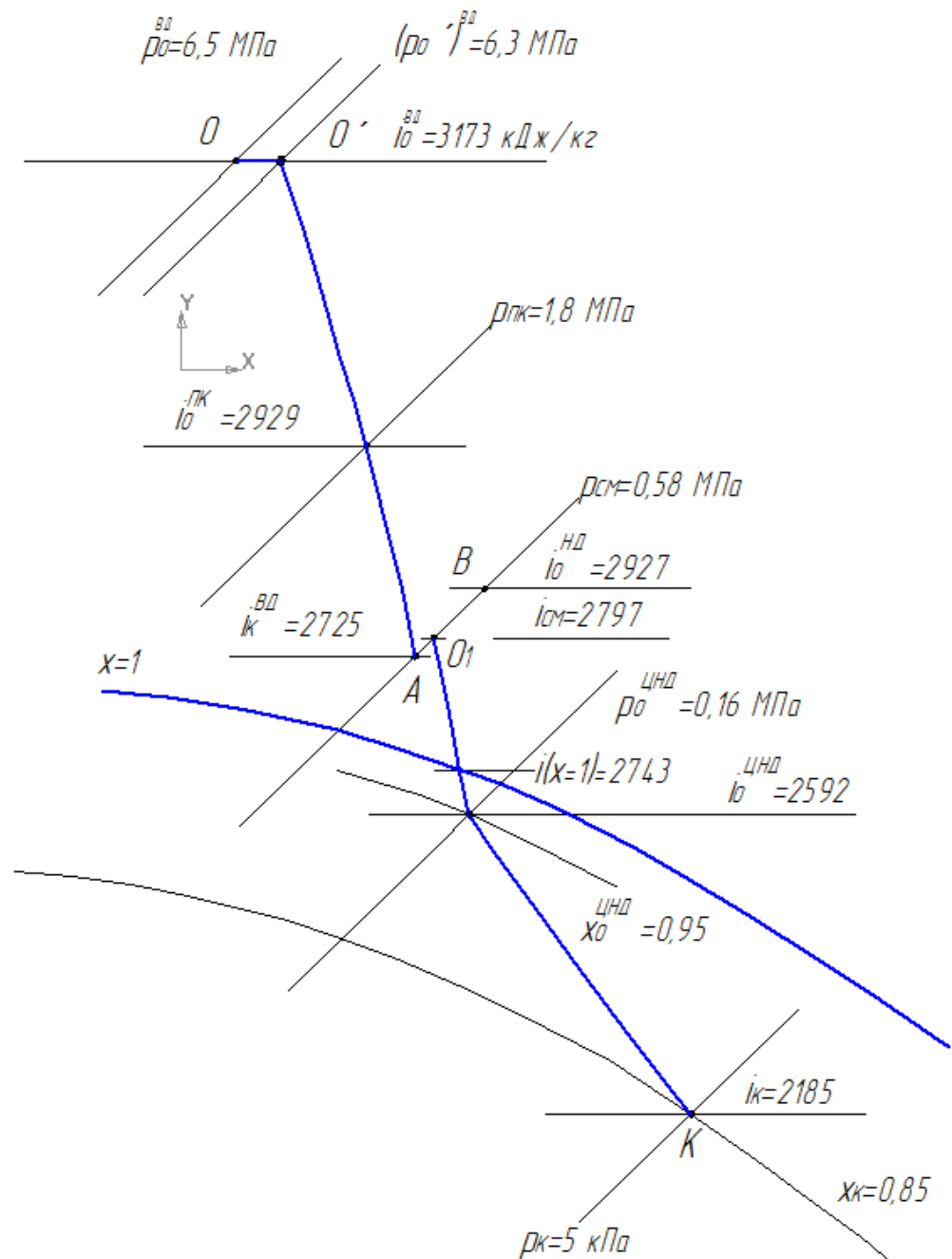


Рисунок 8.6 - Процесс расширения пара в турбине двухконтурной ПГУ

6. Рассчитываем изоэнтروпический теплоперепад 1-го отсека:

$$\Delta H_0(1) = i_0^{BD} - i_i^{PK}, \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H_0(1) = 3173,3 - 2863,6 = 309,6 \text{ кДж/кг}.$$

7. Относительный внутренний КПД 1-го отсека оцениваем по приближённой эмпирической формуле для группы ступеней малой верности при работе в сухом паре:

$$\eta_{oi}(1) = \left(0,92 - \frac{0,2}{D_0^{BD} \cdot v_{cp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{\Delta H_0(1) - 700}{20000} \right) \cdot k_{BL},$$

где $v_{cp} = (v_0 \cdot v_{zi}^{PK})^{0,5} = (0,045 \cdot 0,119)^{0,5} = 0,073 \text{ м}^3/\text{кг}$ – средний для отсека удельный объём, а коэффициент, учитывающий влажность пара, $k_{BL} = 1$;

$$\eta_{oi}(1) = \left(0,92 - \frac{0,2}{24,5 \cdot 0,073} \right) \cdot \left(1 + \frac{309,6 - 700}{20000} \right) \cdot 1 = 0,79.$$

8. Рассчитываем использованный теплоперепад 1-го отсека:

$$\Delta H_i(1) = \Delta H_0(1) \cdot \eta_{oi}(1), \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H_i(1) = 309,6 \cdot 0,79 = 244,7 \text{ кДж/кг}.$$

9. Внутренняя мощность 1-го отсека:

$$N_i(1) = D_0^{BD} \cdot \Delta H_i(1), \text{ кВт};$$

$$N_i(1) = 24,5 \cdot 244,7 = 5995 \text{ кВт}.$$

10. Определяем энтальпию пара в поворотной камере:

$$i_0^{PK} = i_0^{BD} - \Delta H_i(1), \text{ кДж/кг};$$

$$i_0^{PK} = 3173,2 - 244,7 = 2928,5 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия i_0^{PK} и давление $p_{PK} = 1,8 \text{ МПа}$ определяют все параметры пара в поворотной камере: $t_0^{PK} = 253 \text{ }^\circ\text{C}$, $v_0^{PK} = 0,126 \text{ м}^3/\text{кг}$, $S_0^{PK} = 6,62 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$. Они используются для расчёта 2-го отсека (от поворотной камеры до камеры смешения).

11. Строя изоэнтропический процесс расширения пара во 2-м отсеке до давления в камере смешения $p_{CM} = 0,58 \text{ МПа}$, вычисляем энтальпию

$i_t^{cm} = 2691,3$ кДж/кг и удельный объём $v_{zt}^{cm} = 0,31$ м³/кг в конце процесса расширения.

12. Изобарический теплоперепад 2-го отсека:

$$\Delta H_0(2) = i_0^{ПК} - i_t^{cm}, \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H_0(2) = 2928,5 - 2691,3 = 237,2 \text{ кДж/кг}.$$

13. Относительный внутренний КПД 2-го отсека:

$$\eta_{oi}(2) = \left(0,92 - \frac{0,2}{D_0^{БД} \cdot v_{cp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{\Delta H_0(2) - 700}{20000} \right) \cdot k_{БД},$$

где $v_{cp} = (v_0^{ПК} \cdot v_{zt}^{cm})^{0,5} = (0,126 \cdot 0,31)^{0,5} = 0,198$ м³/кг – средний для отсека удельный объём, а коэффициент, учитывающий влажность пара, $k_{БД} = 1$;

$$\eta_{oi}(2) = \left(0,92 - \frac{0,2}{24,5 \cdot 0,198} \right) \cdot \left(1 + \frac{237,2 - 700}{20000} \right) \cdot 1 = 0,86.$$

14. Рассчитываем использованный теплоперепад 2-го отсека:

$$\Delta H_i(2) = \Delta H_0(2) \cdot \eta_{oi}(2), \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H_i(2) = 237,2 \cdot 0,86 = 203,9 \text{ кДж/кг}.$$

15. Внутренняя мощность 2-го отсека:

$$N_i(2) = D_0^{БД} \cdot \Delta H_i(2), \text{ кВт};$$

$$N_i(2) = 24,5 \cdot 203,9 = 4995,6 \text{ кВт}.$$

16. Определяем энтальпию пара, поступающего в камеру смешения из 2-го отсека:

$$i_K^{БД} = i_0^{ПК} - \Delta H_i(2), \text{ кДж/кг};$$

$$i_K^{БД} = 2928,5 - 203,9 = 2724,6 \text{ кДж/кг}.$$

17. Энтальпия пара в камере смешения (перед ЧНД точка O_1) рассчитывается по условию смешения соотношением:

$$i_{cm} = \frac{D_0^{БД} \cdot i_K^{БД} + (D_0^{ВД} - D_D) \cdot i_0^{ВД}}{D_0^{БД} + D_0^{ВД} - D_D}, \text{ кДж/кг};$$

$$i_{cm} = \frac{24,5 \cdot 2724,6 + (14,1 - 0,53) \cdot 2927,3}{24,5 + 14,1 - 0,53} = 2796,9 \text{ кДж/кг}.$$

Эта энтальпия и давление $p_{cm} = 0,58 \text{ МПа}$ определяют все параметры пара в камере смешения $t_{cm} = 175^\circ\text{C}$, $v_{cm} = 0,34 \text{ м}^3/\text{кг}$, $s_{cm} = 6,86 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Они используются для расчёта 3-го отсека (ЦНД).

18. Строя изоэнтروпический процесс расширения пара в 3-м отсеке до давления $p_0^{\text{ЦНД}} = 0,16 \text{ МПа}$, определяем энтальпию $i_t^{\text{ЦНД}} = 2564,4 \text{ кДж}/\text{кг}$, удельный объем $v_{zt}^{\text{ЦНД}} = 1,027 \text{ м}^3/\text{кг}$ и сухость $x_{zt}^{\text{ЦНД}} = 0,94$ в конце процесса расширения (перед ЦНД). Изоэнтропический теплоперепад отсека $\Delta H_0(3) = 230,5 \text{ кДж}/\text{кг}$. Линия процесса расширения пересекает пограничную кривую в точке с энтальпией $i_{(x=1)} = 2742,8 \text{ кДж}/\text{кг}$, и тогда «влажная» часть процесса расширения $\Delta H_0^{\text{ВЛ}} = 178,4 \text{ кДж}/\text{кг}$.

19. Расход пара через 3-й отсек

$$D(3) = D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}} - D_{\text{Д}} = 24,5 + 14,1 - 0,53 = 38,07 \text{ кг}/\text{с}.$$

Средний для отсека удельный объем

$$v_{\text{ср}} = (v_{zt}^{\text{см}} \cdot v_{zt}^{\text{ЦНД}})^{0,5} = (0,31 \cdot 1,027)^{0,5} = 0,56 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

20. Коэффициент, учитывающий влажность пара, определяем по соотношению

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{\text{ву}}) \frac{y_0 + y_{\text{к}}}{2} \frac{\Delta H_0^{\text{ВЛ}}}{\Delta H_0(3)} = 1 - 0,8 \cdot \frac{0,047}{2} \cdot \frac{178,4}{230,5} = 0,985.$$

Здесь учтено отсутствие системы влагоудаления ($\gamma_{\text{ву}} = 0$), влажность перед отсеком $y_0 = 0$, а влажность в конце действительного процесса расширения для первого приближения принята равной $y_{\text{к}} = 0,047$.

21. Относительный внутренний КПД 3-го отсека

$$\begin{aligned} \eta_{oi}(3) &= \left(0,92 - \frac{0,2}{2 \cdot D(3)v_{\text{ср}}} \right) \left(1 + \frac{\Delta H_0(3) - 700}{20000} \right) \cdot 0,997 = \\ &= \left(0,92 - \frac{0,2}{2 \cdot 38,07 \cdot 0,56} \right) \left(1 + \frac{230,5 - 700}{20000} \right) \cdot 0,997 = 0,891. \end{aligned}$$

22. Использованный теплоперепад 3-го отсека

$$\Delta H_i(3) = \Delta H_0(3) \cdot \eta_{oi}(3) = 230,5 \cdot 0,891 = 205,4 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

23. Внутренняя мощность 3-го отсека

$$N_i(3) = D(3)\Delta H_i(3) = 38,07 \cdot 205,4 = 7819,6 \text{ кВт.}$$

24. Энтальпия пара на выходе из ЦВД (точка А)

$$i_0^{\text{ЦНД}} = i_{\text{см}} - \Delta H_i(3) = 2796,9 - 205,4 = 2591,5.$$

25. Параметры $i_0^{\text{ЦНД}}$ и $p_0^{\text{ЦНД}}$ дают значение сухости за ЦВД $x_0^{\text{ЦНД}} = 0,95$, т.е. влажность $y_k = 0,047$. Так это значение не отличается от принятого $y_k = 0,047$, то уточнение расчетов по пп. 19÷21 не требуется.

26. Расчет пара через один поток ЦНД:

$$D(4) = \frac{D(3)}{2} = \frac{38,07}{2} = 19,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

27. Строя изоэнтропический процесс расширения пара в 4-м отсеке (рисунок 8.6) по давлению $p_k = 5$ кПа, определяем энтальпию $i_{kt}^{\text{ЦНД}} = 2113,1$ кДж/кг. Изоэнтропический теплоперепад отсека $\Delta H_0(4) = 478,7$ кДж/кг. Весь процесс расширения протекает в области влажного пара.

28. Коэффициент, учитывающий влажность пара, определяем по соотношению

$$\begin{aligned} k_{\text{вл}} &= 1 - 0,8(1 - \gamma_{\text{ву}}) \frac{y_0 + y_k}{2} \frac{\Delta H_0^{\text{вл}}}{\Delta H_0(4)} = \\ &= 1 - 0,8 \cdot (1 - 0,15) \frac{0,047 - 0,15}{2} \cdot \frac{178,4}{478,7} = 1,0 \end{aligned}$$

где учтено протекание всего процесса расширения в области влажного пара, использование внутриканальной сепарации влаги ($\gamma_{\text{ву}} = 0,15$), а влажность в конце действительного процесса расширения в качестве 1-го приближения принята равной $y_k = 0,15$ (в дальнейшем при необходимости это значение можно будет уточнить).

29. Потерю с выходной скоростью определяем по характеристике выбранной последней ступени : $\Delta H_{\text{вс}} = 14$ кДж/кг. Относительный внутренний КПД 4-го отсека

$$\eta_{oi}(4) = 0,87 \left(1 + \frac{\Delta H_0(4) - 400}{10000} \right) k_{\text{вл}} - \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{\Delta H_0(4)} =$$

$$= 0,87 \left(1 + \frac{478,7 - 400}{10000} \right) \cdot 1,0 - \frac{14}{478,7} = 0,85.$$

30. Использованный теплоперепад 4-го отсека

$$\Delta H_i(4) = \Delta H_0(4) \cdot \eta_{oi}(4) = 478,7 \cdot 0,85 = 406,9 \text{ кДж/кг.}$$

31. Энтальпия пара на выходе из ЦНД

$$i_k = i_0^{\text{ЦНД}} - \Delta H_i(4) = 2591,5 - 406,9 = 2184,6 \text{ кДж/кг.}$$

32. Параметры i_k и p_k дают значение сухости за ЦВД $x_k = 0,85$, т.е. влажность $y_k = 0,15$, что совпадает с принятым выше. Значение энтропии $s_k = 7,2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

33. Внутренняя мощность ЦНД

$$N_i^{\text{ЦНД}} = D(3)\Delta H_i(4) = 38,07 \cdot 406,9 = 15490,7 \text{ кВт.}$$

34. Внутренняя мощность ЦВД

$$N_i^{\text{ЦВД}} = N_i(1) + N_i(2) + N_i(3) = 5995 + 4995,6 + 7819,6 = 18810 \text{ кВт.}$$

35. Внутренняя мощность паровой турбины

$$N_i^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ЦВД}} + N_i^{\text{ЦНД}} = 18810 + 15490,7 = 34300,7 \text{ кВт.}$$

36. Электрическая мощность паровой турбины

$$N_{\text{э}}^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ПТ}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{эГ}} = 34300,7 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 33278,5 \text{ кВт.}$$

8.5 Определение экономических показателей парогазовой установки

1. Абсолютный электрический КПД ПТУ

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ПТ}}}{Q_{\text{ку}}} = \frac{33278,5}{112221} = 0,297.$$

2. Абсолютный электрический КПД ПТУ

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = \eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{ку}} = 0,364 \cdot 0,735 = 0,27.$$

3. Электрическая мощность ПГУ

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 3N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{э}}^{\text{ПТ}} = 92031 + 33278,5 = 125309,5 \text{ кВт.}$$

4. Теплота подведенная в камеру сгорания трех ГТУ:

$$Q_{\text{кв}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}} = \frac{92031}{0,364} = 252832,4 \text{ кВт.}$$

5. Абсолютный эффективный КПД брутто ПГУ

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{кв}}}$$

Учебное издание

Белозерцев Виктор Николаевич

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебное пособие

В авторской редакции

Подписано в печать 24.12.2014. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 6,75.

Тираж 25 экз. Заказ .

федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Самарский государственный аэрокосмический
университет имени академика С.П.Королева
(национальный исследовательский университет)»
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во СГАУ. 443086 Самара, Московское шоссе, 34.

