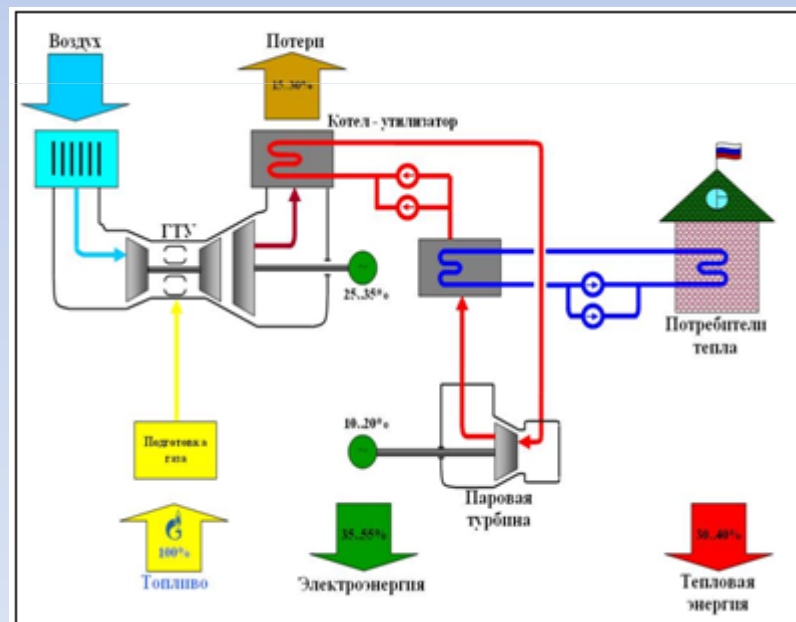


ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

Модуль 2. Схемы и циклы простейших ГТУ



Разработчик: к.х.н., доцент каф. ТХНГ Н.В. Чухарева

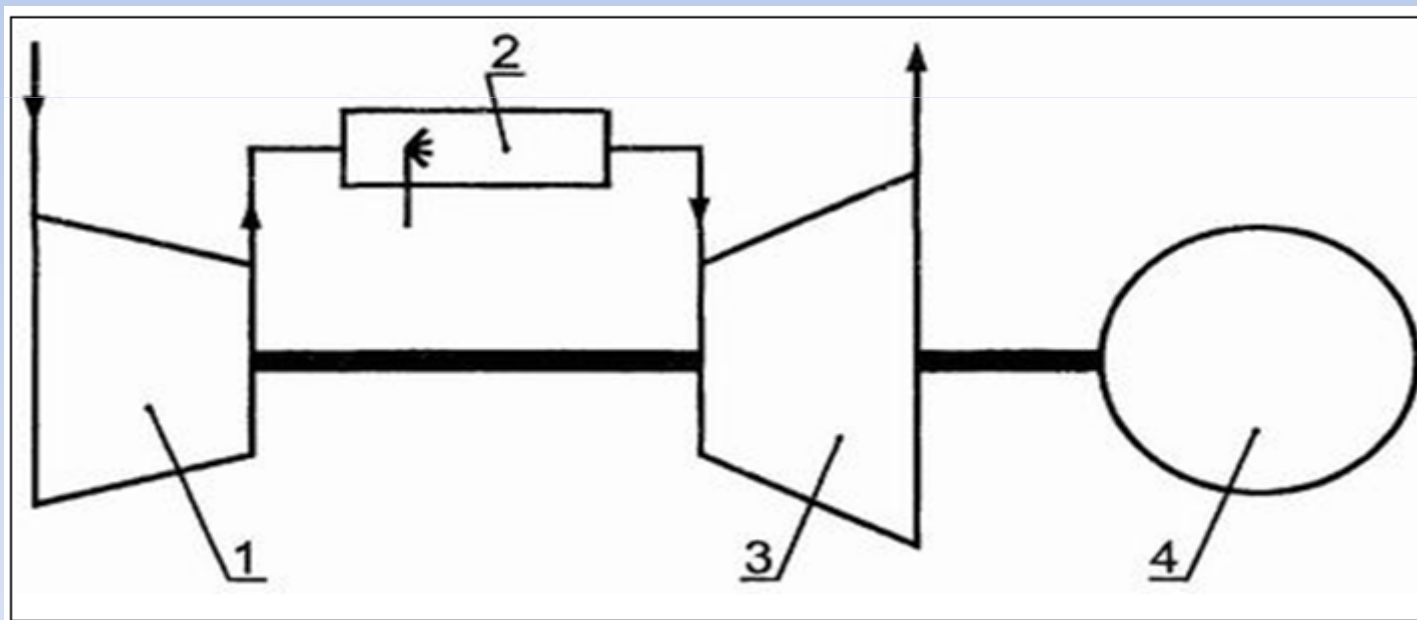


Характерная особенность ГТУ – все процессы (сжатие, подвод теплоты расширение) непрерывно осуществляются в различных элементах ГТУ (компрессор, камера сгорания, газовая турбина), расположенных последовательно по ходу рабочего тела.



Одновальный ГТД - простейший газотурбинный двигатель имеет только одну турбину, которая приводит компрессор и одновременно является источником полезной мощности.

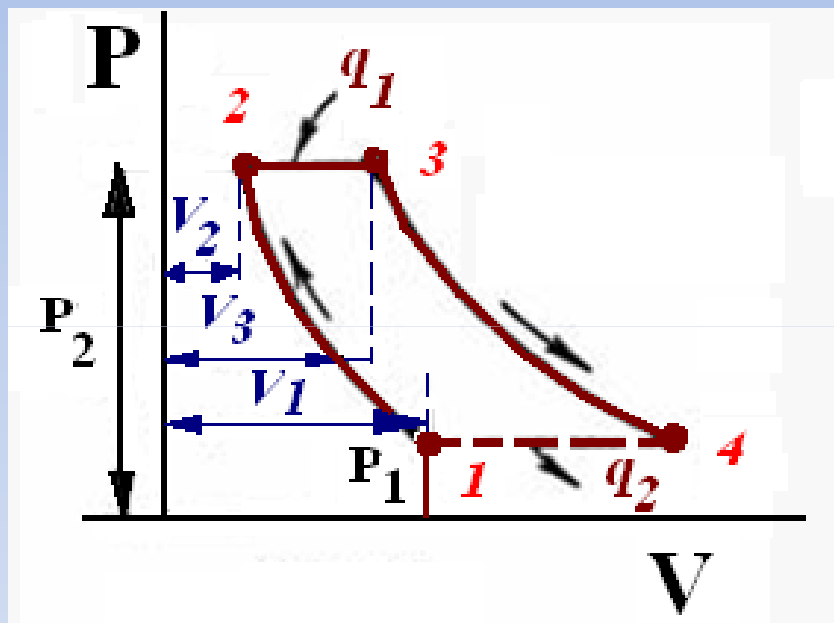
Это накладывает ограничение на режимы работы двигателя



1 - компрессор; 2 - камера сгорания; 3 - турбина; 4 - нагрузка

Цикл ГТД

Цикл теплового двигателя - круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу



- 1-2 - адиабатное сжатие до давления P_2 ;
- 2-3 – подвод теплоты q_1 при постоянном давлении P_2 (сгорание топлива);
- 3-4 – адиабатное расширение до первоначального давления P_1 ;
- 4-1 – охлаждение рабочего тела при постоянном давлении P_1 (отвод теплоты q_2);

ГТД простого цикла - двигатель, термодинамический цикл которого состоит только из следующих друг за другом процессов сжатия, нагрева и расширения рабочего тела.

Реальный газотурбинный цикл является разомкнутым, так как продукты сгорания не участвуют в совершаемой работе и не попадают на вход в двигатель

Газотурбинные установки относятся к числу двигателей внутреннего сгорания

ГТУ по сравнению с поршневыми двигателями обладают целым рядом преимуществ:

- 1) простота силовой установки;
- 2) отсутствие поступательно движущихся частей, что позволяет повысить механический к.п.д.;
- 3) получение больших чисел оборотов, что позволяет существенно снизить вес и габариты установки;
- 4) осуществление цикла с полным расширением и тем самым большим термическим к.п.д.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГТУ

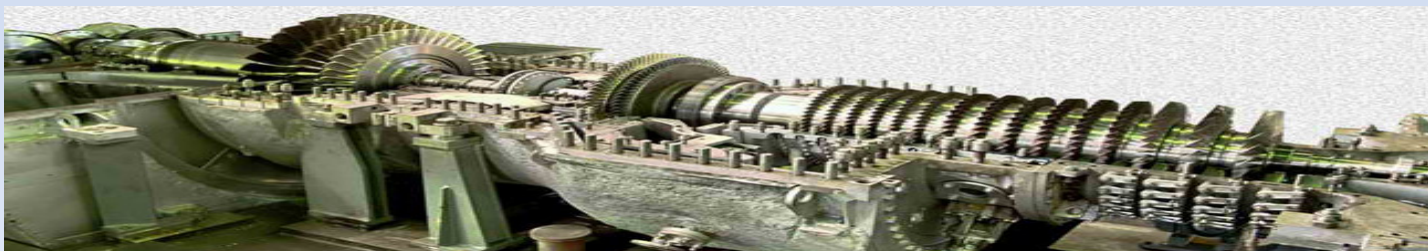
**применение регенерации
тепла отходящих газов**

**ступенчатое сжатие
воздуха с промежуточным
его охлаждением**

**создание сложных
многовальных установок**

**применение ступенчатого
расширения с промежуточным
подогревом рабочего газа**

**создание комбинированных установок, работающих по
парогазовому циклу с поршневыми камерами сгорания**



Газотурбинный двигатель регенеративного цикла – ГТД, термодинамический цикл которого отличается наличием регенеративного охлаждения рабочего тела на выходе из газовой турбины и соответственно регенеративного подогрева воздуха за компрессором

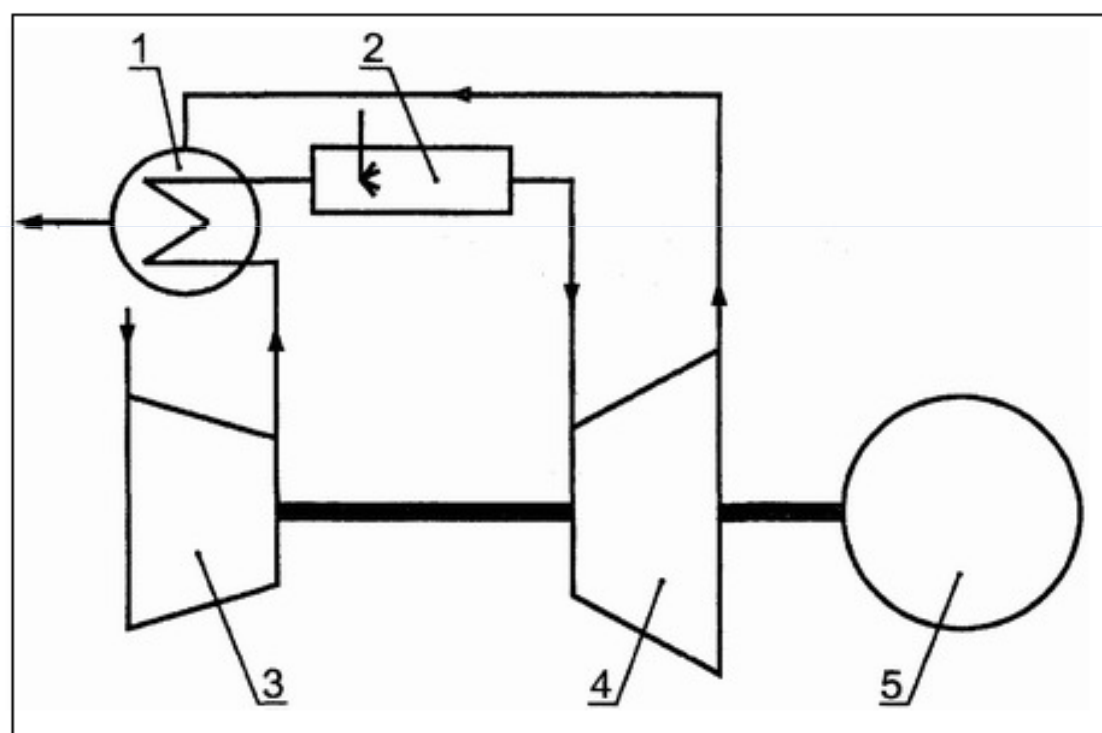


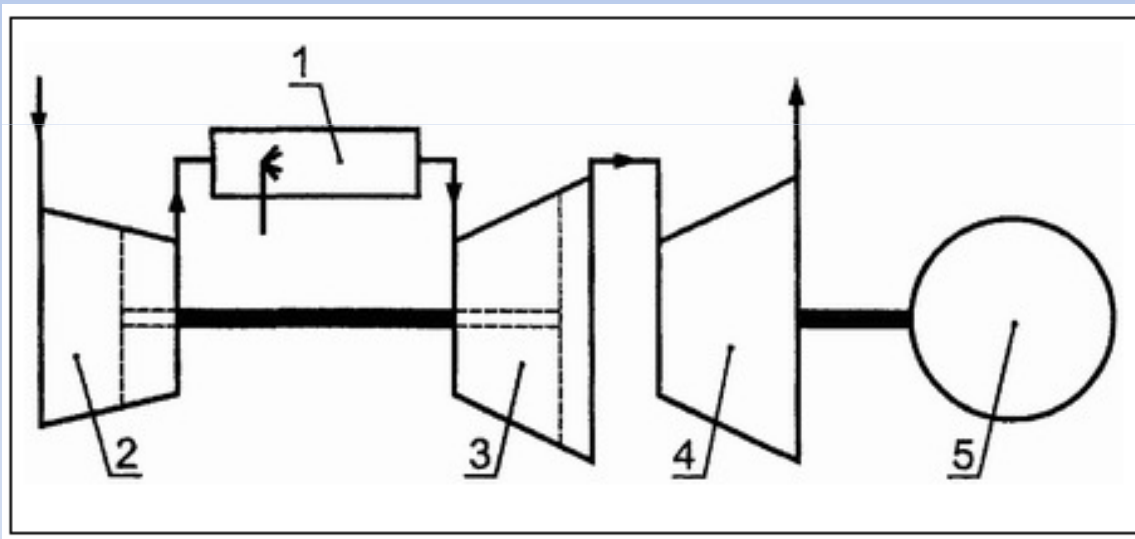
Схема ГТУ с одновальным ГТД регенеративного цикла

Снижение расхода топлива за счёт сокращения потерь теплоты с уходящими газами

- 1 – теплообменный аппарат;
- 2 - камера сгорания;
- 3 - компрессор;
- 4 – турбина;
- 5 - нагрузка

Многовальный газотурбинный двигатель - двигатель, имеющий, по крайней мере, две газовые турбины, вращающиеся на независимых валах

Деление турбины на две и более ступеней с их независимым друг от друга числом оборотов, что позволяет ре-гулировать мощность ГТУ при частичных нагрузках, не снижая эффективности изменением расхода и топлива, и воздуха

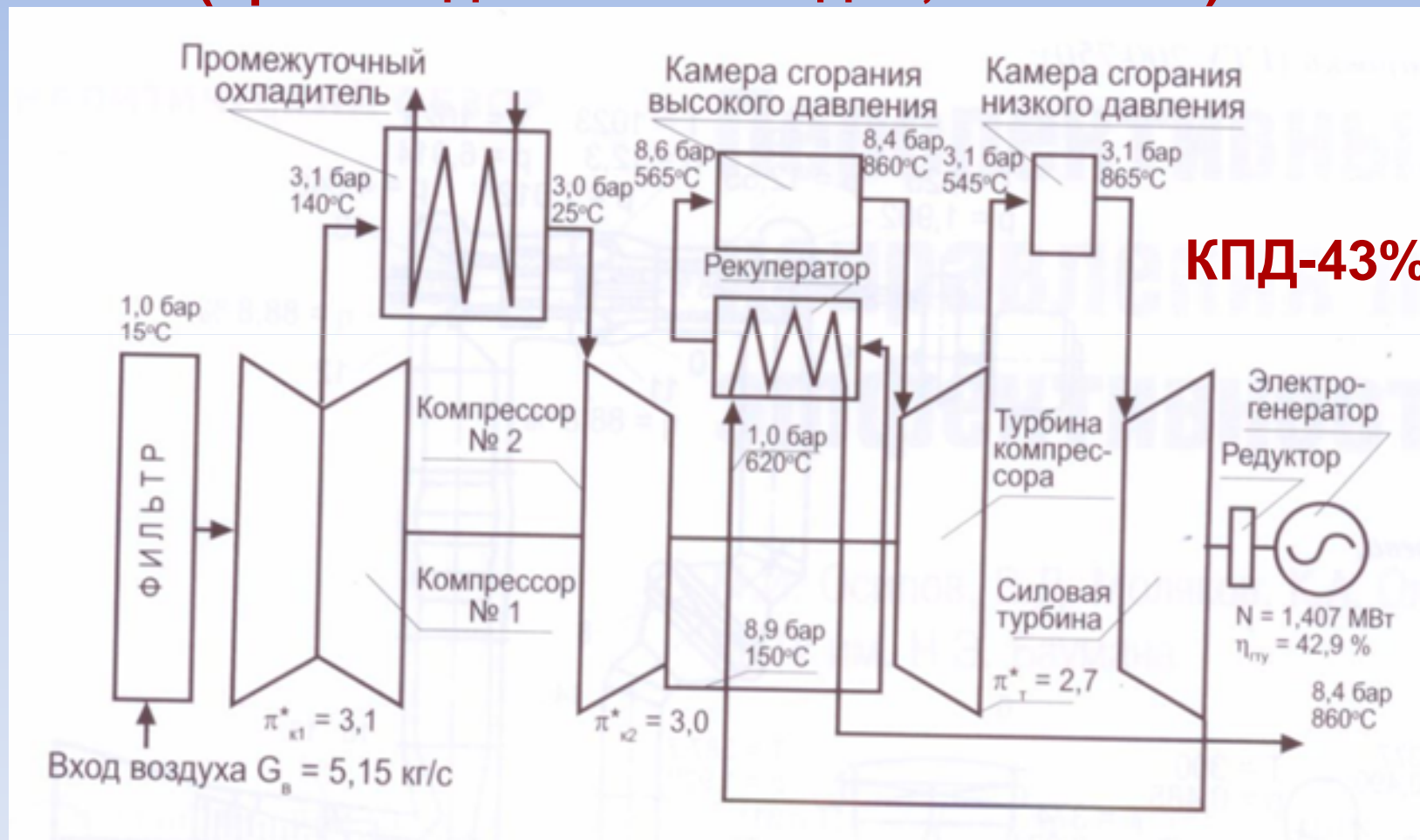


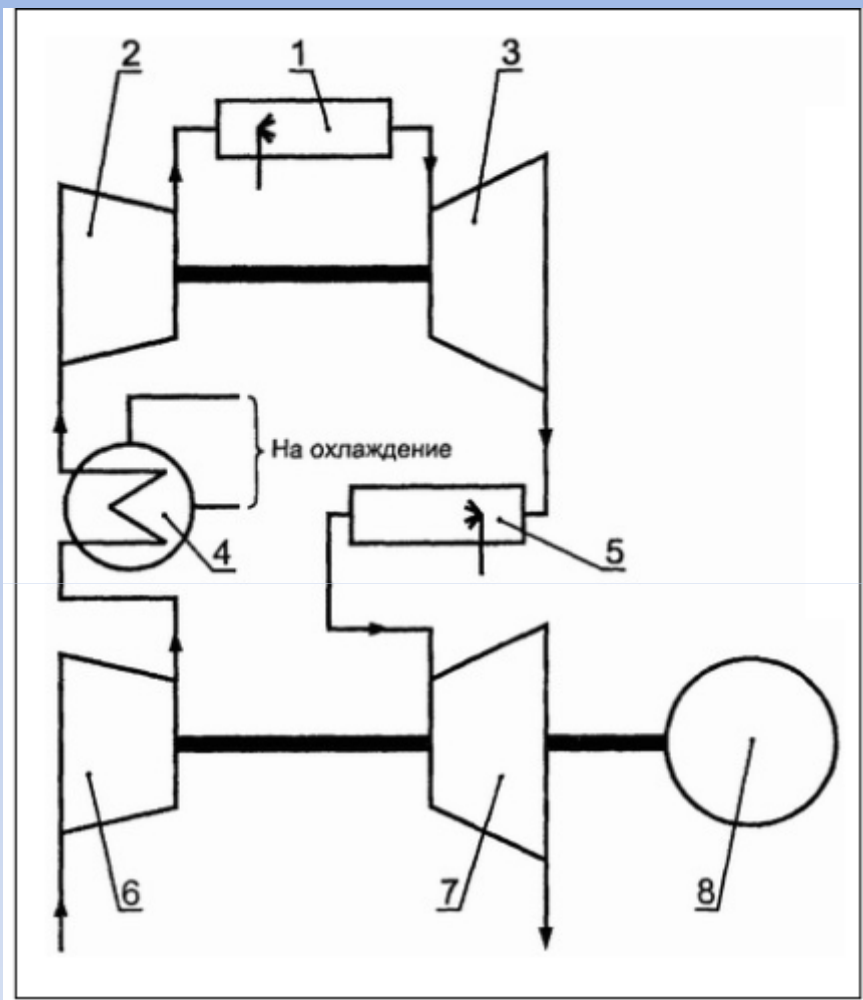
- 1 - камера сгорания;
- 2 - компрессор;
- 3 - турбина;
- 4 - силовая турбина;
- 5 - нагрузка

Схема ГТУ с многовальным ГТД простого цикла со свободной силовой турбиной

Пунктиром показана альтернативная двухкаскадная компоновка ГТД

Схема ГТУ Heron H1 для привода электрогенератора мощностью 1400 кВт (производство Голландия, Heron BV)



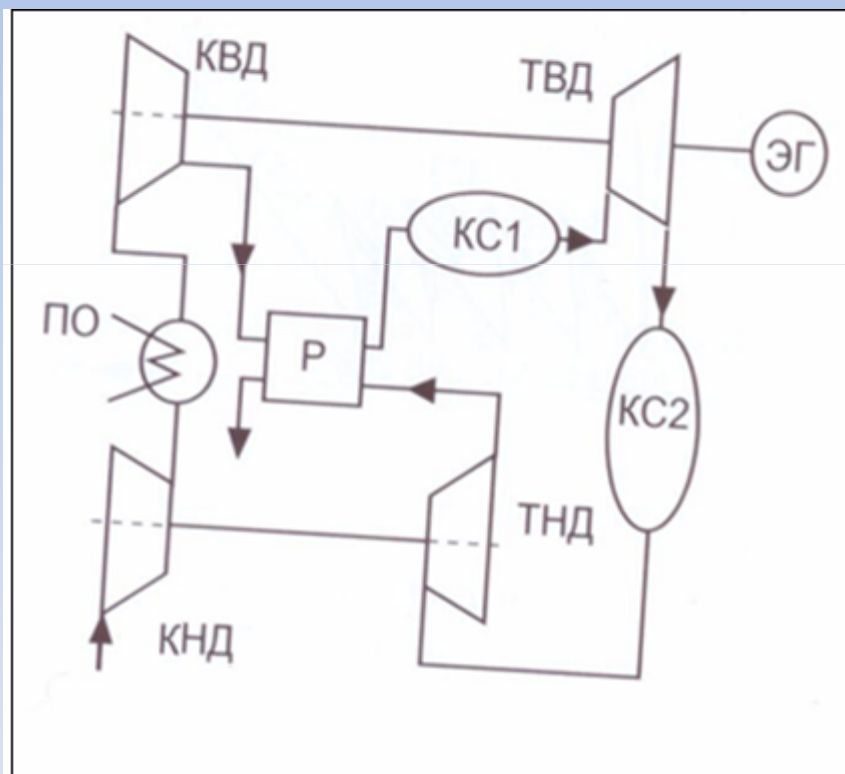


ГТД с циклом промежуточного охлаждения (подогрева) - двигатель, термодинамический цикл которого включает охлаждение рабочего тела в процессе его сжатия (подогрев рабочего тела в процессе его расширения)

Уменьшение затрачиваемой работы на сжатие воздуха в компрессоре и увеличение работы, получаемой при расширении рабочего газа в турбине

Схема ГТУ с многовальным ГТД сложного цикла (с промежуточным охлаждением и промежуточным подогревом)

Двухвальная блокированная регенеративная ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным подогревом газа перед турбиной высокого давления



КПД - 44-48%

- КНД- компрессор низкого давления
- ПО- промежуточный воздухоохладитель
- КВД- компрессор высокого давления
- Р- регенератор
- КС1 – основная камера сгорания
- ТВД- турбина высокого давления
- ЭГ- электрогенератор
- КС2–камера промежуточного подогрева
- ТНД – турбина низкого давления

ГТД с отбором воздуха (газа) - двигатель, в котором для внешнего использования предусмотрен отбор сжатого воздуха между ступенями компрессора и/или на выходе из компрессора (горячего газа на входе в турбину и/или между ступенями турбины)

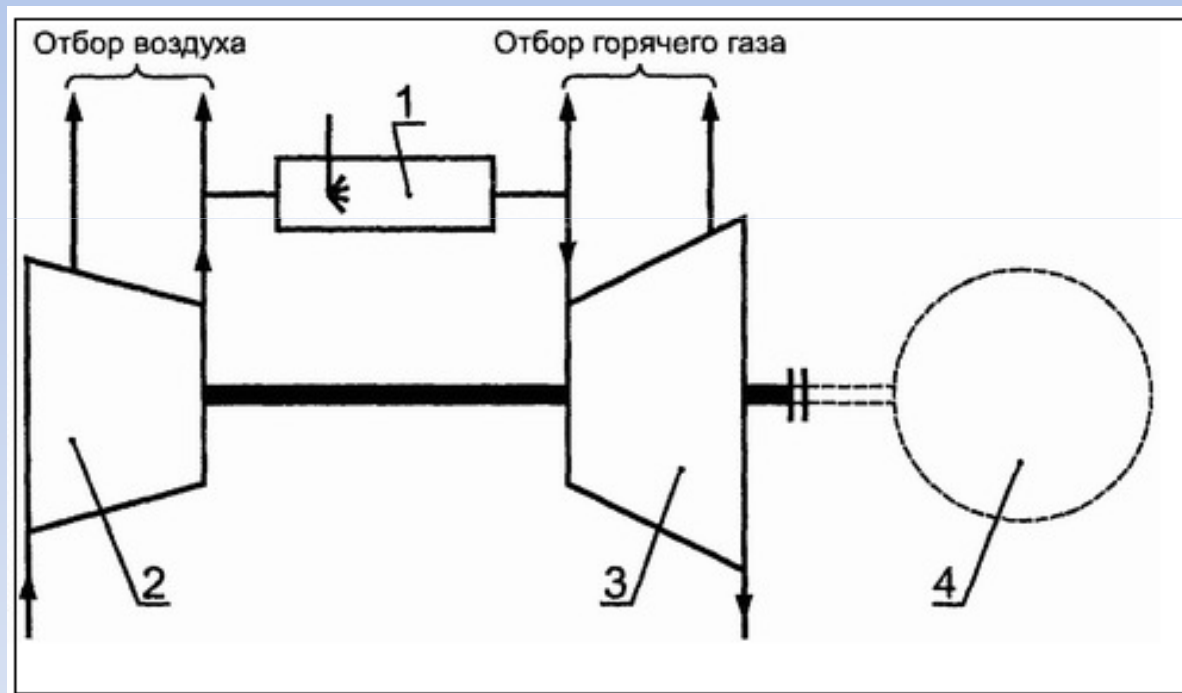


Схема ГТУ с одновальным ГТД с отборами воздуха и горячего газа

КОМБИНИРОВАННЫЕ ГТУ

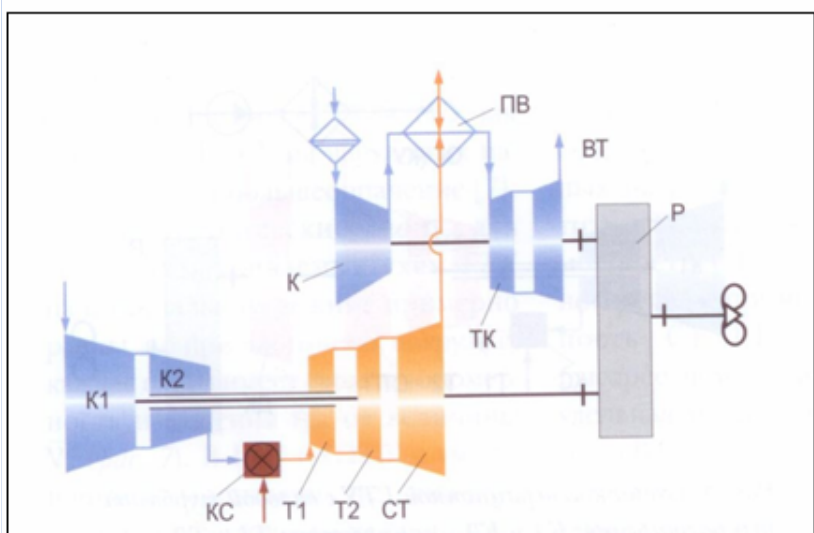


Схема КГТУ с ГТДдоп с воздушной турбиной:

К1 и К2 – компрессоры; КС – камера сгорания;

Т1 и Т2 – турбины привода компрессоров;

СТ – силовая турбина; ПВ – подогреватель воздуха;

ВТ – воздушная турбина; Р – редуктор;

ТК – турбина компрессора К

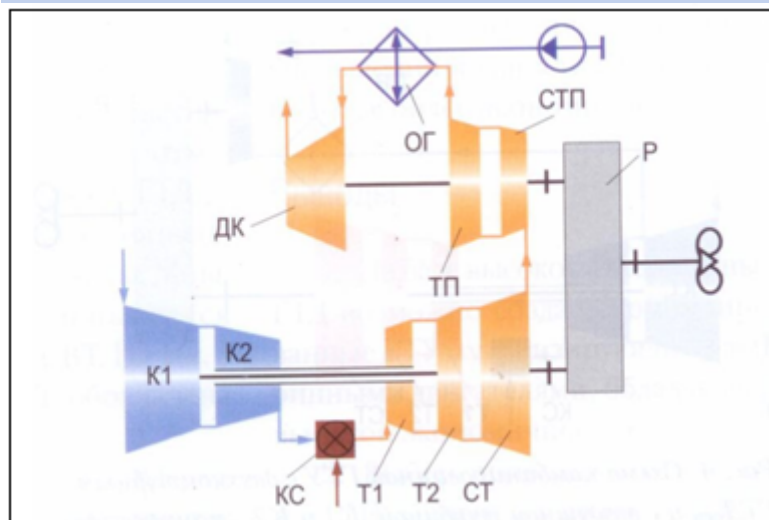


Схема КГТУ с ГТДдоп с турбиной перерасширения:

К1 и К2 – компрессоры; Т1 и Т2 – турбины привода

компрессоров; КС – камера сгорания; СТП – силовая

турбина перерасширения; ДК – дожимающий компрессор;

ОГ – охладитель газа; Р – редуктор; СТ – силовая турбина;

ТП – турбина перерасширения

КОМБИНИРОВАННЫЕ ГТУ

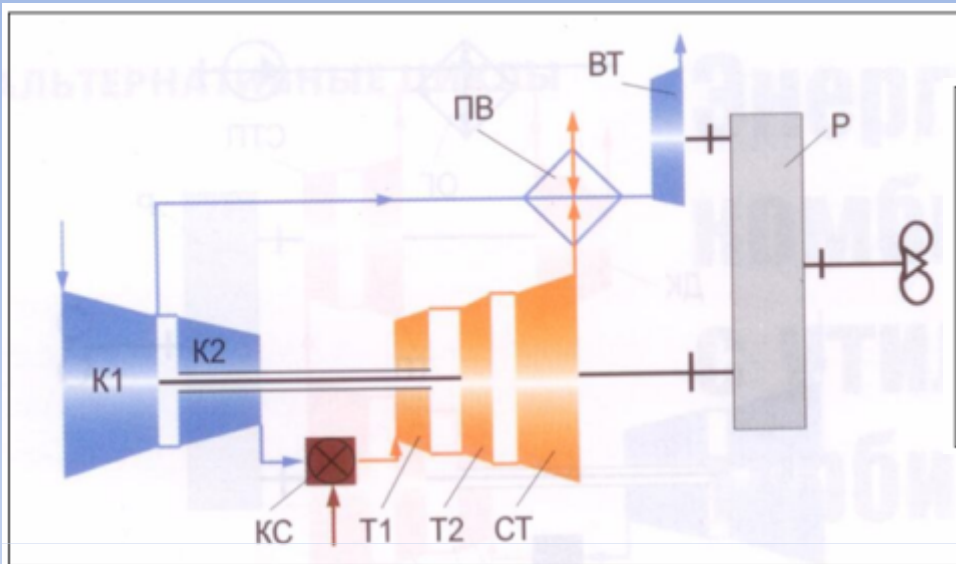


Схема комбинированной ГТУ с двухконтурным ГТДосн и с воздушной турбиной:
 K1 и K2 – компрессоры;
 КС – камера сгорания; T1 и T2 – турбины привода компрессоров; СТ – силовая турбина; ПВ – подогреватель воздуха; ВТ – воздушная турбина; Р – редуктор

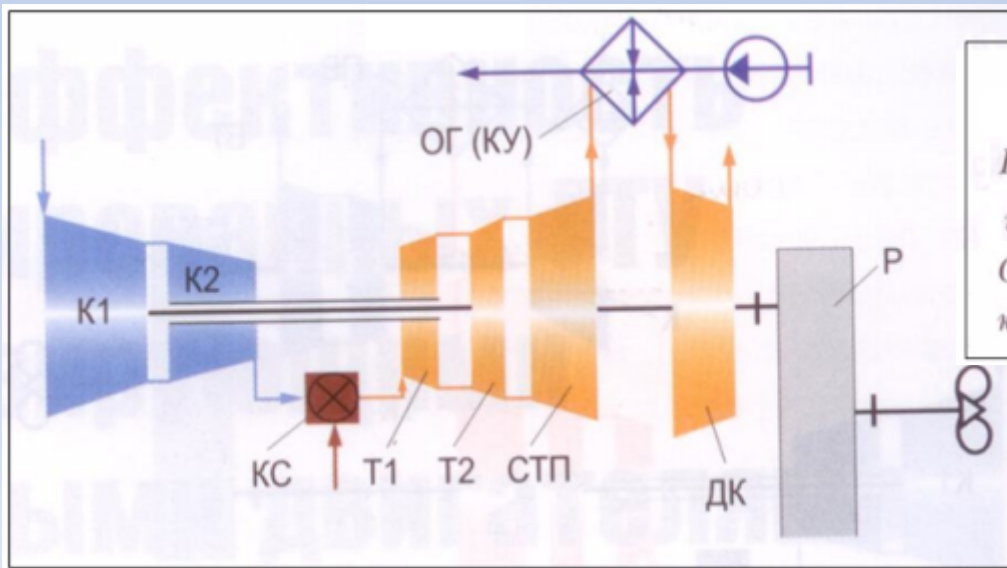
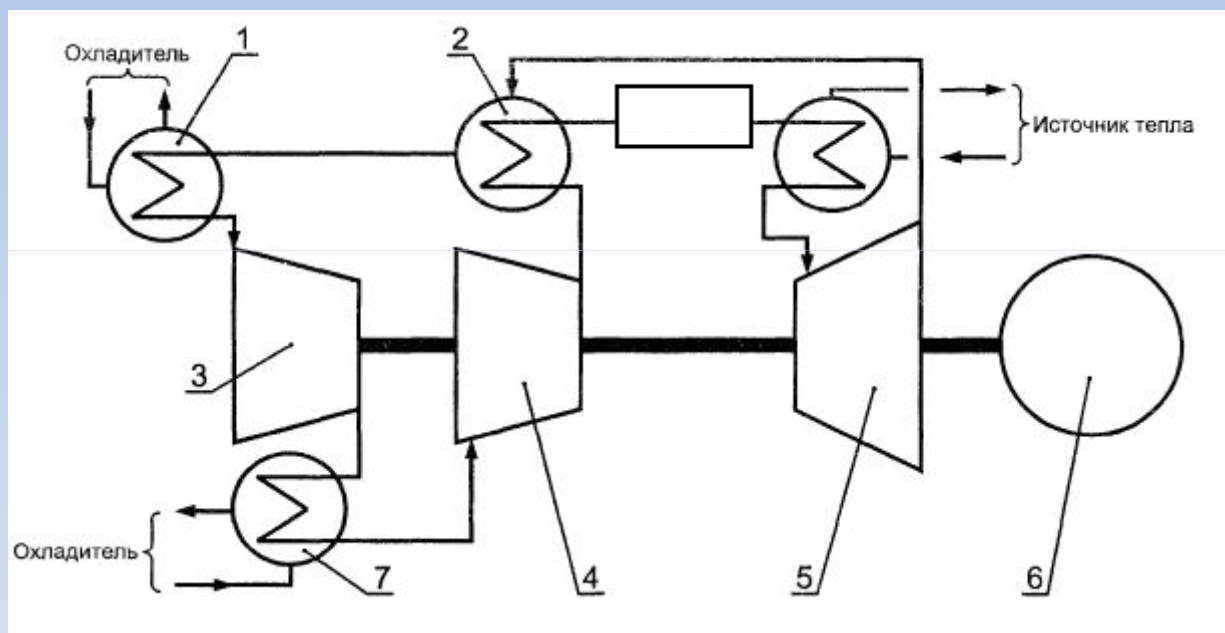


Схема когенерационной ГТУ с силовой турбиной перерасширения:
 K1 и K2 – компрессоры; T1 и T2 – турбины привода компрессоров; КС – камера сгорания;
 СТП – силовая турбина перерасширения; ДК – дожимающий компрессор; ОГ – охладитель газа; Р – редуктор

ГТД замкнутого цикла - двигатель, в котором рабочее тело циркулирует по замкнутому контуру без связи с атмосферой



Повышение единичной мощности и эффективности ГТУ за счёт изменения массового расхода рабочего тела при неизменной степени повышения давления в цикле, что невозможно в ГТУ открытого цикла

Схема ГТУ с одновальным ГТД замкнутого цикла

Цели изучения термодинамических циклов



Определение относительного влияния основных факторов ГТУ на эффективность термодинамического цикла.

Основные факторы - степень сжатия, степень повышения давления и т.д.



Так как термодинамические циклы представляют из себя упрощенную тепловую схему, то они:

- 1. облегчают теоретическое исследование различных теплосиловых установок**
- 2. дают возможность сопоставить экономичность циклов разных тепловых двигателей.**

Обратимые термодинамические циклы газотурбинных двигателей

При рассмотрении термодинамических циклов тепловых двигателей делаются 5 допущений:

Химический состав рабочего тела в течение всего цикла не изменяется. Тем самым процесс сгорания топлива заменяется процессом подвода тепла q_1 , извне и, следовательно, не учитываются потери, возникающие при сгорании топлива.

Процессы теплообмена и массообмена продуктов сгорания с окружающей средой заменены процессами отвода тепла q_2 от рабочего тела.

Процесс сжатия и расширения протекает адиабатно, т.е. без теплообмена с окружающей средой.

Количество рабочего тела при протекании цикла не изменяется. Поэтому не учитываются потери, возникающие при замене отработавших газов свежим зарядом.

Теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры, т.е. принимается, что рабочим телом является идеальный газ.

Возможные идеальные циклы ГТУ

Цикл с подводом тепла при $P = \text{const}$

Цикл Брайтона

Цикл с подводом тепла при $V = \text{const}$

Цикл с регенерацией

Наибольшее применение получил цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛА ГТУ

ПОЛЕЗНАЯ РАБОТА КОМПРЕССОРА

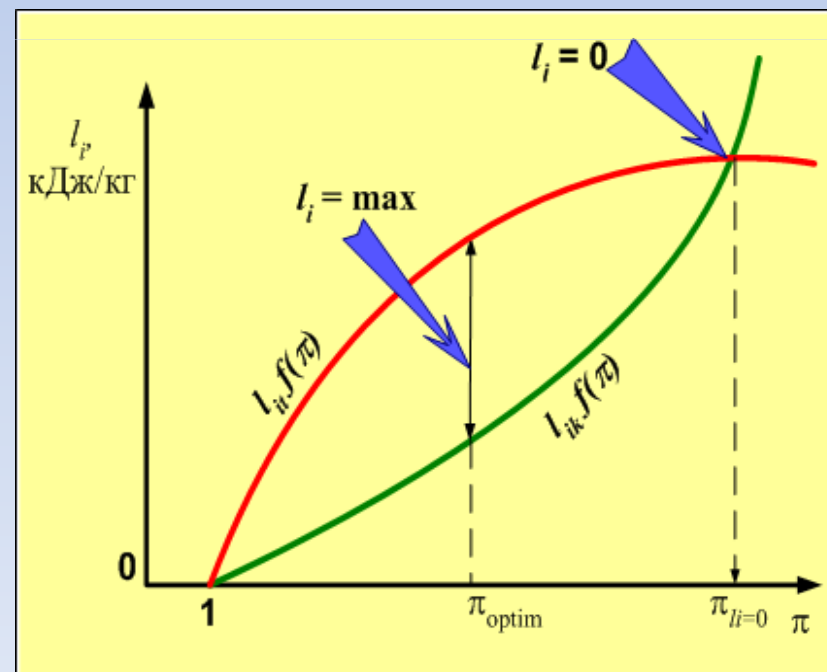
$$l_{ik} = c_{pk} T_1 \frac{1}{\eta_{ik}} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

ПОЛЕЗНАЯ РАБОТА ТУРБИНЫ

$$l_{it} = c_{pt} T_3 \eta_{it} \left(1 - \pi^{-\frac{k-1}{k}} \right)$$

ПОЛЕЗНАЯ РАБОТА ЦИКЛА

$$l_i = l_{it} - l_{ik} \quad \frac{\text{кДЖ}}{\text{кг}}$$



КПД цикла (двигателя)

термодинамический

Основной показатель, достаточный для суждения о термодинамической эффективности обратимого цикла

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

$l_{ц}$ полезная удельная работа цикла

q_1 подведенная за цикл теплота

q_2 отведенная за цикл теплота

индикаторный

Характеризует степень совершенства необратимых действительных циклов величиной

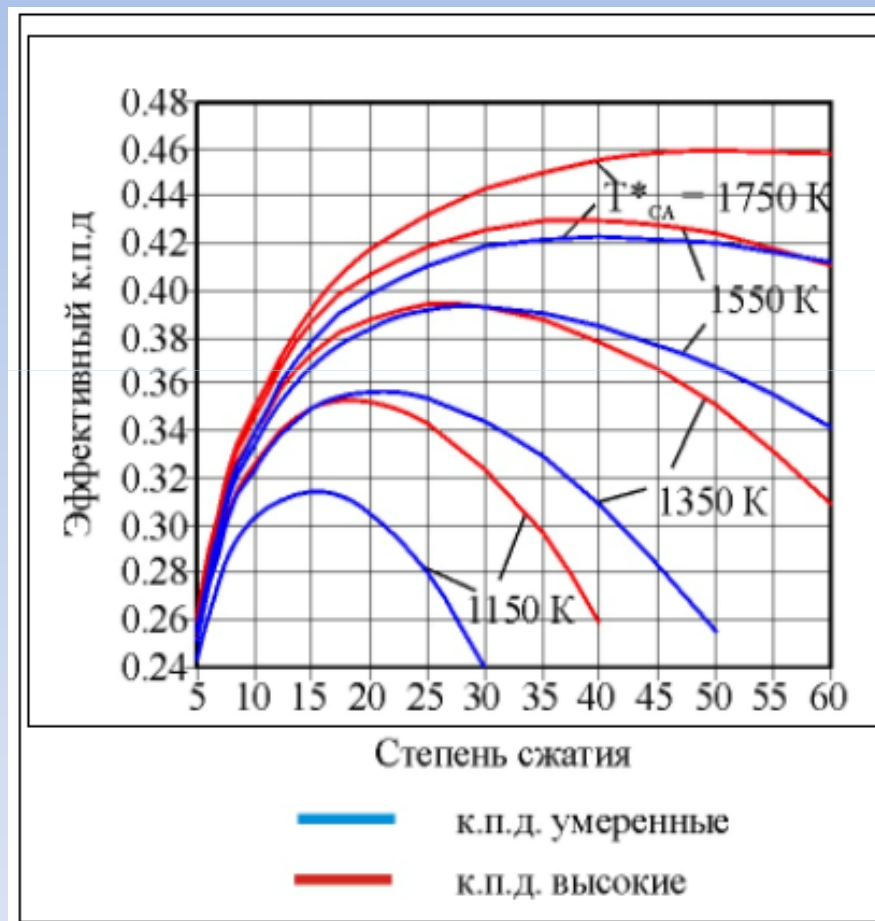
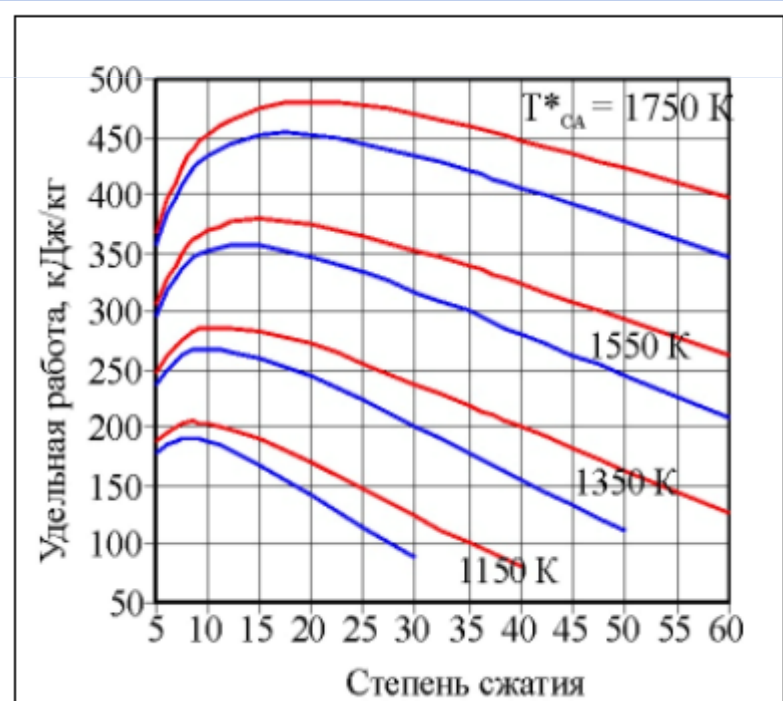
$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = 1 - \frac{q_{2в}}{q_1}$$

l_i полезная внутренняя работа действительного цикла ГТУ

$q_{2в}$ отведенная теплота в действительном цикле

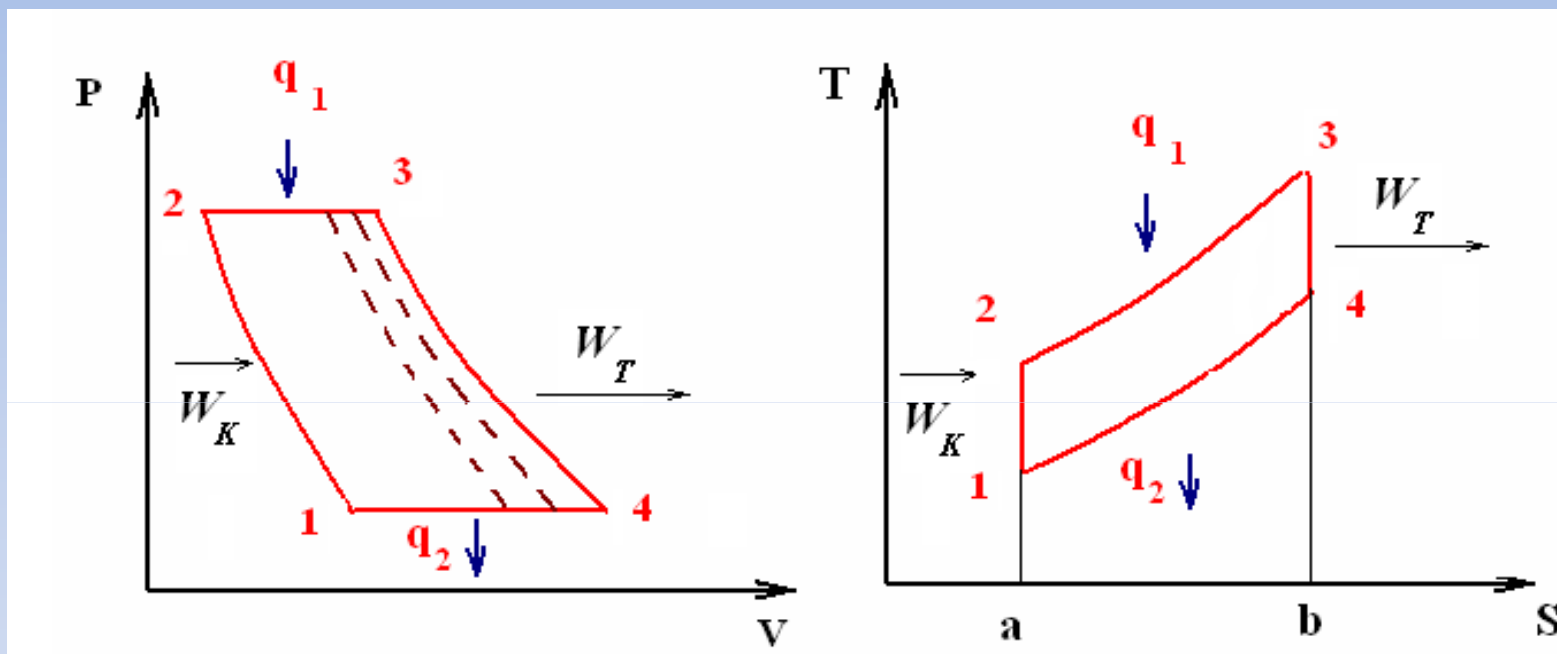
Увеличение температуры рабочего тела на входе в турбину – увеличение полезной работы и эффективного КПД

Зависимость показателей цикла ГТУ от степени сжатия рабочего тела в компрессоре



ЦИКЛ БРАЙТОНА

Рабочая ($p-v$) и тепловая ($T-s$) диаграммы



- 1-2 – адиабатное сжатие в компрессоре,
- 2-3 – изобарный подвод теплоты в камере сгорания,
- 3-4 – адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турбины,
- 4-1 – изобарный отвод теплоты от продуктов сгорания в атмосферу)

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА

Характеристиками цикла являются:

степень повышения давления воздуха

$$\pi_{\kappa} = \frac{P_2}{P_1}$$

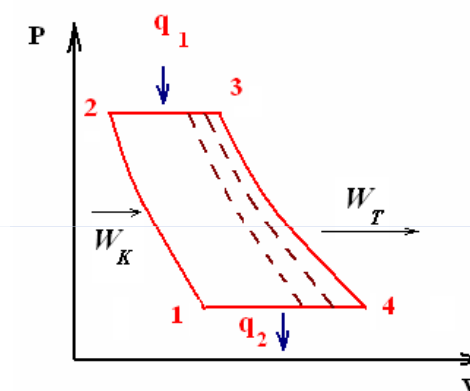
степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}$$

P=const



P=const

Процесс 1-2:

Из уравнения адиабаты в виде

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

определяем $p_2 = p_1 \varepsilon^k$

в виде $T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$

определяем $T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}$

Процесс 2-3:

$$p_3 = p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k$$

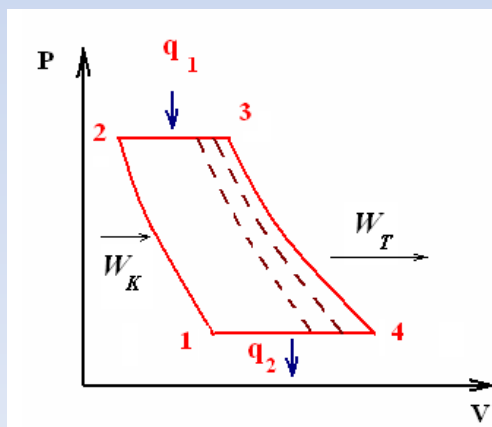
$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho \Rightarrow T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \cdot \rho \cdot \varepsilon^{k-1}$$

Процесс 4-1:

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} = \rho.$$

$$p_4 = p_1$$

$$T_4 = T_1 \cdot \rho.$$



P=const

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИКЛА

Количество подведенной за цикл теплоты:

$$q_1 = c_p \cdot (T_3 - T_2) = c_p \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\rho - 1).$$

Количество отведенной за цикл теплоты:

$$|q_2| = c_p \cdot (T_4 - T_1) = c_p \cdot T_1 \cdot (\rho - 1).$$

Цикловая работа:

$$l_{ц} = q_1 - |q_2| = c_p \cdot T_1 \cdot (\rho - 1) \cdot (\varepsilon^{k-1} - 1)$$

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Запишем уравнение адиабаты в следующей форме:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1^k}{V_2^k}$$

Отсюда степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = \varepsilon^k$$

степень сжатия

$$\varepsilon = \pi_k^{\frac{1}{k}}$$

термический КПД ГТУ при данном рабочем теле и постоянном значении k зависит только от степени повышения давления в компрессоре, причем с ростом π_k термический КПД цикла растет

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

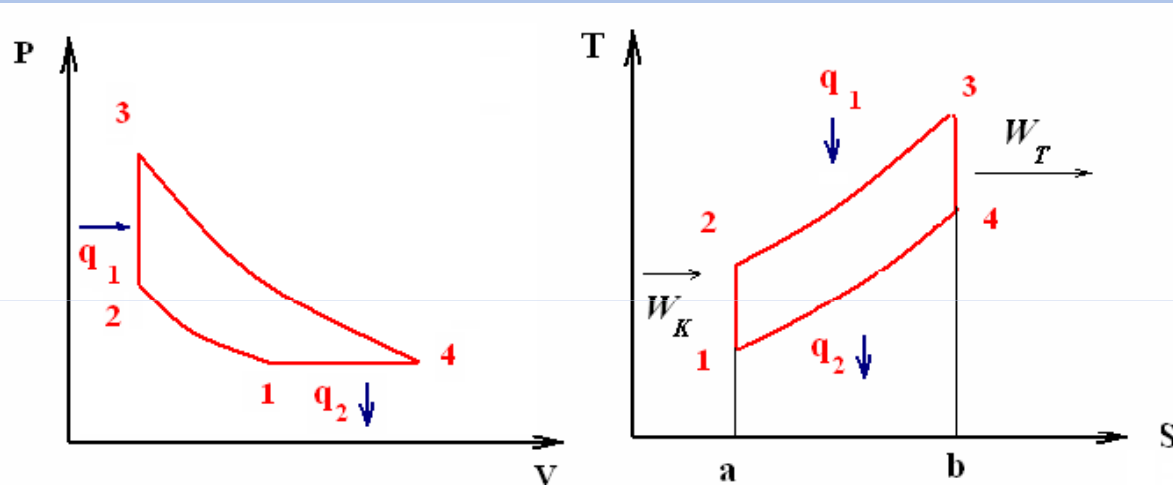
$P = \text{const}$



СХЕМА ГТУ при $V=\text{const}$

ИЗОХОРНЫЙ ПРОЦЕСС

Цикл отличается от предыдущего цикла ГТУ только характером подвода теплоты



$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^m} \cdot \frac{k \left[\left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

Камера импульсного горения

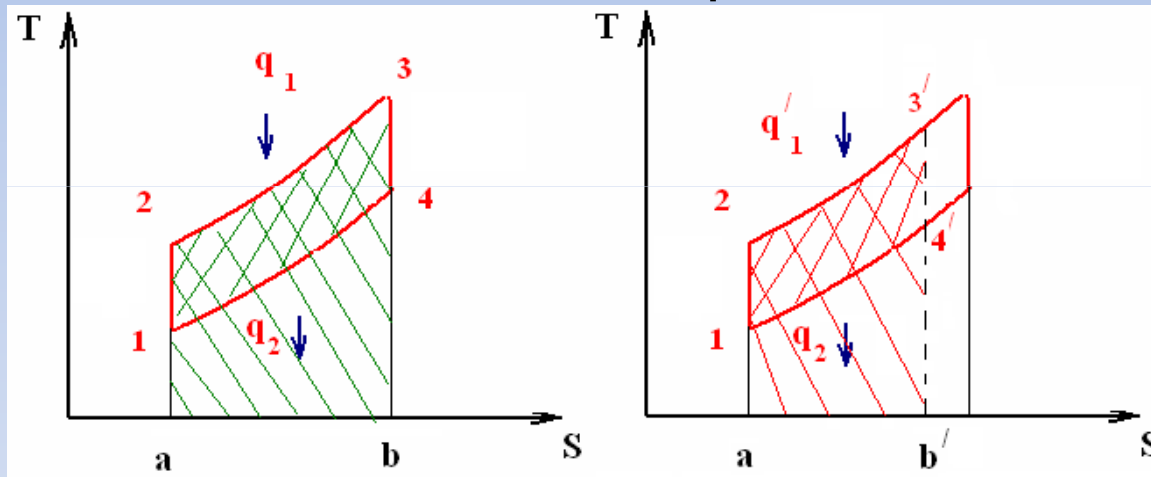
С увеличением степени повышения давления и отношения абсолютных температур конца и начала подвода теплоты термический КПД цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты увеличивается



СХЕМА ГТУ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ

Рабочая ($p-v$) и тепловая ($T-s$) диаграммы

Термический к.п.д. цикла можно определить по TS -диаграмме в виде отношения площади внутри всего цикла ГТУ к площади под процессом 2-3.



При изменении нагрузки ГТУ, т.е. при изменении подводимого количества теплоты к рабочему телу (например, при уменьшении, процесс расширения новых циклов показан пунктирными кривыми на рис.) степень повышения давления и показатель адиабаты при этом не изменяются. Это свидетельствует о том, что изменение нагрузки на термический к.п.д. цикла не влияет.

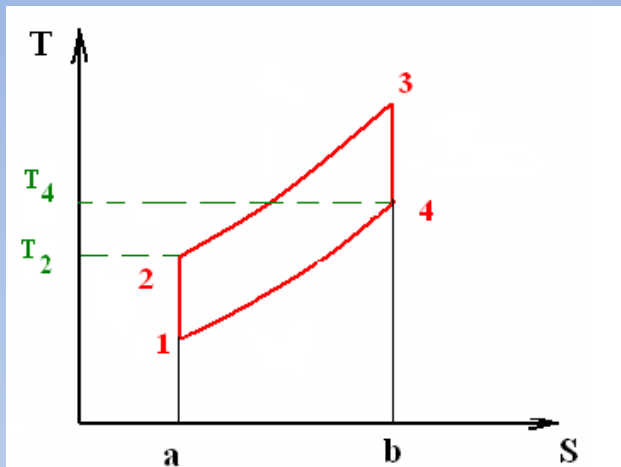


Диаграмма теоретического цикла ГТУ в координатах T-S показывает, что при определенных условиях температура рабочего тела, покидающего турбину T_4 , может быть больше температуры сжатого в компрессоре воздуха T_2 .

Это значит, что можно утилизировать часть выбрасываемого тепла, отдав его воздуху перед тем, как к нему подводить тепло в камере сгорания. Этот процесс называется регенерацией тепла отходящих газов ГТУ.

Условие, определяющее возможность регенерации тепла отходящих газов (продуктов сгорания), подчиняется соотношениям:

$$T_4 > T_2; \quad \frac{T_4}{T_3} > \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{T_1}{T_3}; \quad \frac{1}{\tau} > \tau \cdot \frac{1}{\Theta}$$

То есть

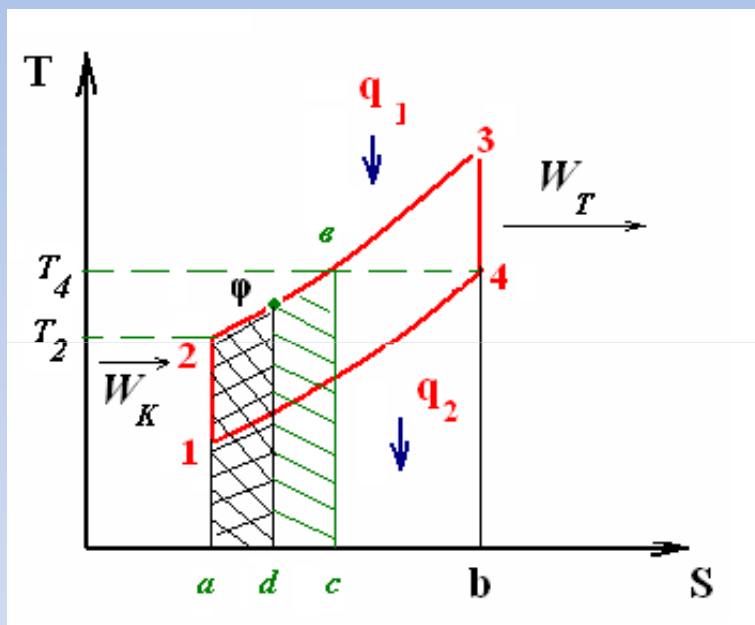
$$\tau < \tau_p \sqrt{\Theta}$$

Где

τ_p

Предельная характеристика сжатия, при которой и выше которой регенерация в теоретическом цикле ГТУ невозможна

Предельное количество тепла, которое можно передать воздуху при регенерации, соответствует его нагреву до температуры T_4 , то есть располагаемое к регенерации тепло эквивалентно площади **а-2-в-с**.



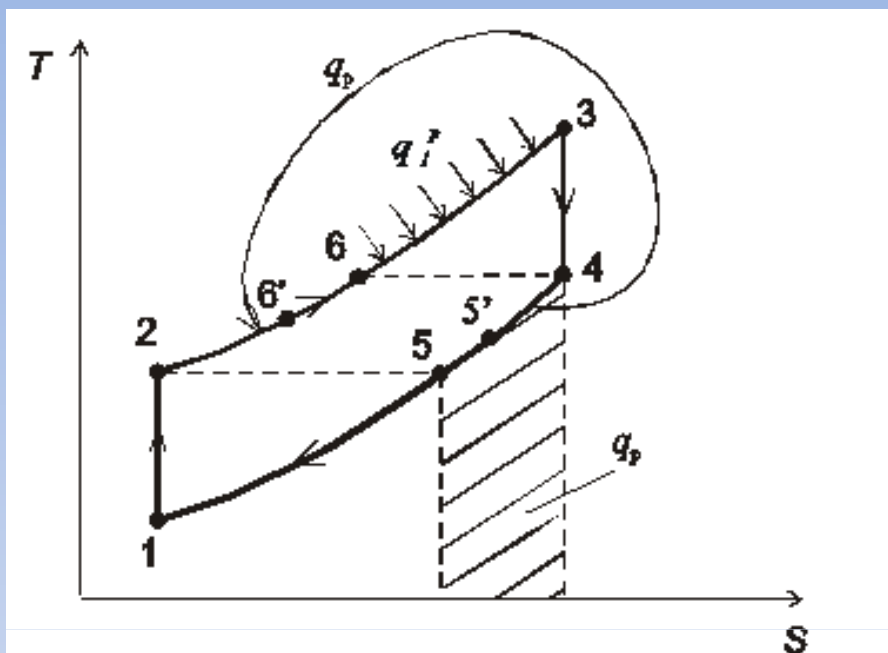
В действительном цикле возможным оказывается регенерировать лишь часть тепла, то есть нагреть воздух лишь до некоторой промежуточной температуры T_ϕ .

ϕ - степень регенерации газотурбинного цикла

Φ – отношение тепла, переданного воздуху в регенераторе (площадь а-2- ϕ -d) к теплу полной регенерации:

$$\phi = \frac{C_p \cdot G (T_\phi - T_2)}{C_p \cdot G (T_4 - T_2)} = \frac{T_\phi - T_2}{T_4 - T_2}$$

G – масса рабочего тела (топливного газа), участвующего в рассматриваемом процессе цикла ГТУ



Количество теплоты регенерации рассчитывается по формуле:

$$q_p = c_p (T_4 - T_5)$$

При полной регенерации (идеальном теплообменнике) воздух можно нагреть до температуры T_6 , равной температуре T_4 , а продукты сгорания охладить до температуры T_5 , равной температуре воздуха T_2 .

Работа цикла остается прежней, а количество подведенной теплоты уменьшается; теперь теплота q_1^p подводится в камере сгорания только в процессе 6-3.

Термический КПД цикла в этом случае равен:

$$\eta_t = \frac{l_{cy}}{q_1^p} = \frac{l_{cy}}{q_1 - q_p}$$

В реальных условиях теплота регенерации передается не полностью, так как теплообменники не идеальные. Нагрев воздуха осуществляется до точки 6', а продукты сгорания охлаждаются до точки 5'. В этом случае термический КПД должен учитывать степень регенерации, определяемую как отношение количества теплоты, переданного воздуху, к тому количеству теплоты, которое могло бы быть передано при охлаждении газов до температуры воздуха:

$$\sigma = \frac{q_{\text{действ}}}{q_{\text{теоретич}}} = \frac{c_p (T_4 - T_{5'})}{c_p (T_4 - T_5)}$$

Величина степени регенерации определяется качеством и площадью рабочих поверхностей теплообменника (регенератора). С учетом степени регенерации теплота регенерации равна

$$q'_p = \sigma \cdot c_p \cdot (T_4 - T_5).$$

Термический КПД цикла с учетом степени регенерации:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1 - q'_p}.$$

В настоящее время регенерация теплоты в основном находит применение в стационарных установках из-за большого веса и габаритов регенератора.

Благодарю за внимание!

Перечень рекомендуемой литературы по Модулю 2

Основная:

- Газотурбинные установки: учебное пособие/ А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева, С.С. Байкин.– Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 139с.
- Установки газотурбинные. ГОСТ Р 21852-2001. М.:ИПК, Издательство стандартов, 2002. – 11с. Манушин Э.А. Газовые турбины. Проблемы и перспективы. М.: Энергоатомиздат, 1986. 168 с.
- Нигматуллин И.Н. и др. Тепловые двигатели / Под ред. И.Н.Нигматуллина: Учеб. пособие для вузов М.: Высш. школа, 1974.- 375 с.
- Поршаков В.П., Халатин В.И. Газотурбинные установки на магистральных газопроводах М.: Недра. 1974. - 160 с.

Дополнительная:

- Газотурбинные технологии.
Специализированно-аналитический журнал.
Изд-во «Медиа Гранд»

