

## Этюд 14. Расчет парогазового (бинарного) цикла

На рис. 14.1–14.3 показан расчет в среде Mathcad термического КПД простейшего идеального парогазового (бинарного) термодинамического цикла — паротурбинного цикла на перегретом водяном паре. В этой установке горелка котла заменена на газотурбинную установку (цикл Брайтона) с воздушным компрессором (К), камерой сгорания (КС), газовой турбиной (ГТ) и электрическим генератором (Г).

На рис. 14.1 приведена схема парогазовой установки и  $Ts$ -диаграммы термодинамических циклов (газотурбинного и пароводяного), в нем задействованных. Эти диаграммы "мертвые" в том смысле, что изменение исходных параметров установки (см. операторы присваивания справа и слева от схемы цикла) не приводит к соответствующим изменениям на диаграммах. Но на авторских открытых интерактивных сетевых расчетных сайтах по адресам <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Rankine.xmcd> (паротурбинный цикл) и <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/GTU.xmcd> (газотурбинный цикл) приведены "живые" подобные диаграммы, меняющие свой вид при изменении исходных параметров циклов. Более того, на сайте паротурбинного цикла можно выбирать оси диаграмм и строить не только двухмерные, но и трехмерные диаграммы, прибавляя, например, к температуре и удельной энтропии давление. Отобразить на одной "живой" диаграмме два цикла (пароводяной и газовой) сложно из-за того, что у рабочих тел этих циклов (водяной пар и смеси газов) базовые точки стандартных состояний по давлению и температуре при подсчете энтальпии и энтропии разные. Но мы в данном этюде покажем, как можно построить такие живые диаграммы.

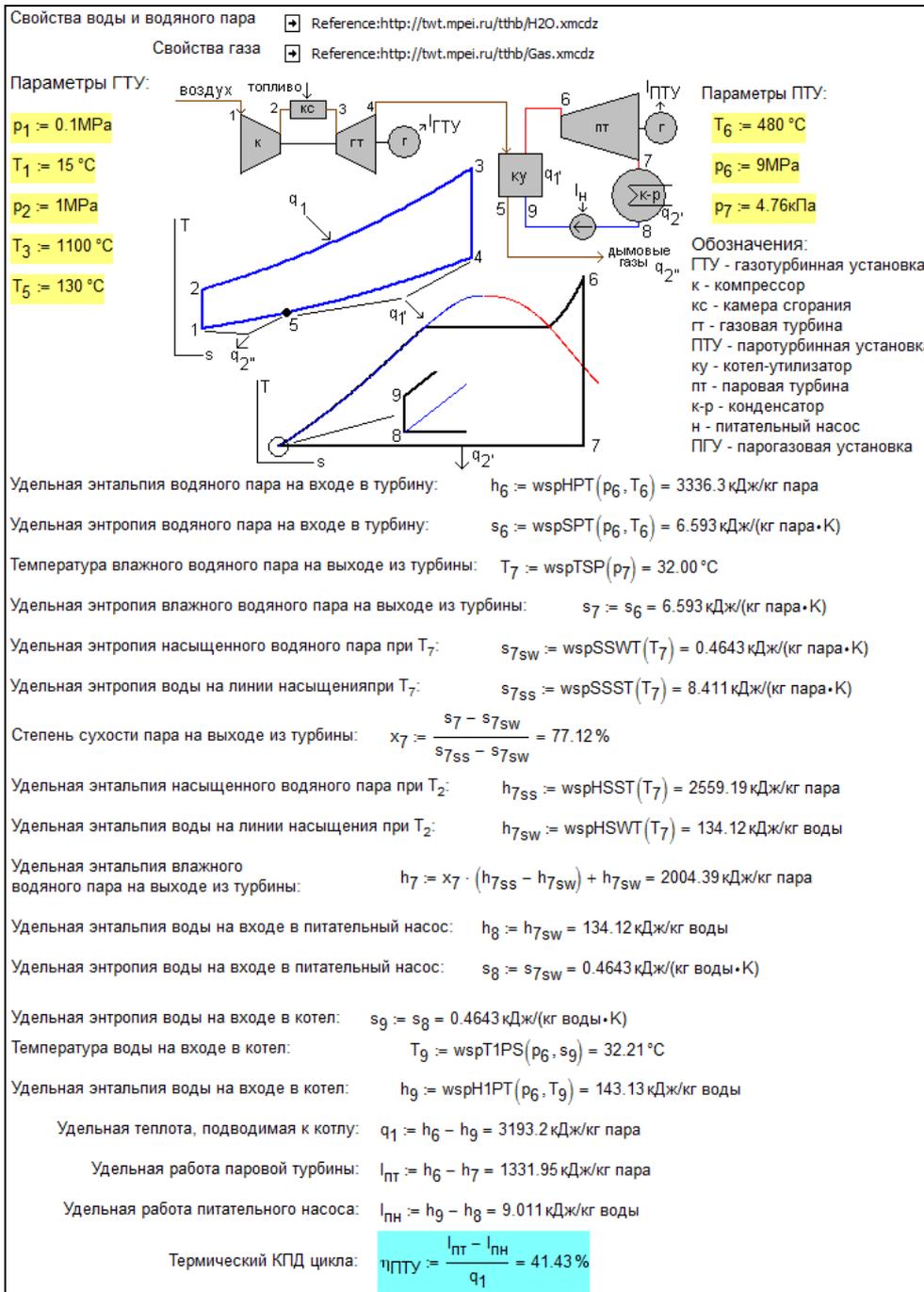


Рис. 14.1. Расчет паротурбинной части парогазового цикла

Расчет ГТУ: Рабочее тело  $af := \text{"Air"}$

Удельная энтальпия воздуха на входе в компрессор:  $h_1 := \text{wspgHGST}(af, T_1) = 288.56 \text{ кДж/кг газа}$

Удельная энтропия воздуха на входе в компрессор:  $s_1 := \text{wspgSGSPT}(af, p_1, T_1) = 6.83 \text{ кДж/(кг газа} \cdot \text{K)}$

Удельная энтропия воздуха на выходе из компрессора:  $s_2 := s_1 = 6.83 \text{ кДж/(кг газа} \cdot \text{K)}$

Температура воздуха на выходе из компрессора:  $T_2 := \text{wspgTGSPS}(af, p_2, s_2) = 279.02 \text{ }^\circ\text{C}$

Удельная энтальпия воздуха на выходе из компрессора:  $h_2 := \text{wspgHGST}(af, T_2) = 557.39 \text{ кДж/кг газа}$

Давление газа на входе в ГТУ:  $p_3 := p_2 = 1 \text{ МПа}$

Удельная энтропия газа на входе в ГТУ:  $s_3 := \text{wspgSGSPT}(af, p_3, T_3) = 7.847 \text{ кДж/(кг газа} \cdot \text{K)}$

Удельная энтальпия газа на входе в ГТУ:  $h_3 := \text{wspgHGST}(af, T_3) = 1483.61 \text{ кДж/кг газа}$

Давление газа на выходе из ГТУ:  $p_4 := p_1 = 0.1 \text{ МПа}$

Удельная энтропия газа на выходе из ГТУ:  $s_4 := s_3 = 7.85 \text{ кДж/(кг газа} \cdot \text{K)}$

Температура газа на выходе из ГТУ:  $T_4 := \text{wspgTGSPS}(af, p_4, s_4) = 498.08 \text{ }^\circ\text{C}$

Удельная энтальпия газа на выходе из ГТУ:  $h_4 := \text{if}(T_4 > T_6, \text{wspgHGST}(af, T_4), \text{"Error"}) = 790.87 \text{ кДж/кг газа}$

Теплота, подводимая в камере сгорания:  $q_1 := h_3 - h_2 = 926.22 \text{ кДж/кг газа}$

Удельная работа газовой турбины:  $l_{\text{ГТ}} := h_3 - h_4 = 692.74 \text{ кДж/кг газа}$

Удельная работа компрессора:  $l_{\text{к}} := h_2 - h_1 = 268.83 \text{ кДж/кг газа}$

Термический КПД цикла ГТУ:  $\eta_{\text{ГТУ}} := \frac{l_{\text{ГТ}} - l_{\text{к}}}{q_1} = 45.77 \%$

**Рис. 14.2.** Расчет газотурбинной части парогазового цикла

Расчет ПГУ (бинарного цикла)

Удельная энтальпия газа на выходе из котла-утилизатора:  $h_5 := \text{wspgHGST}(af, T_5) = 404.51 \text{ кДж/кг газа}$

Часть теплоты выхлопа газовой турбины тратится на выработку пара в котле-утилизаторе (ку)  $m \cdot (h_4 - h_5) = h_6 - h_9$   $m := \frac{h_6 - h_9}{h_4 - h_5} = 8.265 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}$

Удельная теплота, подводимая к ПГУ:  $q_1 := m \cdot (h_3 - h_2) = 7655.13 \text{ кДж/кг воды}$

Удельная полезная работа газовой части ПГУ:  $l_{ГТУ} := (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = 423.91 \text{ кДж/кг газа}$

Удельная полезная работа пароводяной части ПГУ:  $l_{ПГУ} := (h_6 - h_7) - (h_9 - h_8) = 1322.94 \text{ кДж/кг воды}$

Термический КПД парогазового энергетического блока:  $\eta_{ПГУ} := \frac{m \cdot l_{ГТУ} + l_{ПГУ}}{q_1} = 63.05 \%$

где  $m = 8.265 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}$  (отношение расхода газа к расходу воды и водяного пара),  
 $l_{ГТУ} = 423.913 \text{ кДж/кг газа}$  (удельная работа газовой турбины),  
 $m \cdot l_{ГТУ} = 3503.62 \text{ кДж/кг воды}$  (удельная работа газовой турбины на кг воды и водяного пара),  
 $l_{ПГУ} = 1322.94 \text{ кДж/кг воды}$  (удельная работа паровой турбины),  
 $m \cdot l_{ГТУ} + l_{ПГУ} = 4826.55 \text{ кДж/кг воды}$  (удельная работа газовой и паровой турбины) и  
 $q_1 = 7655.13 \text{ кДж/кг воды}$  (удельная теплота, подведенная к ПГУ).

Рис. 14.3. Расчет термического КПД парогазового цикла

Как уже подчеркивалось в *этюде 1*, расчет термодинамических циклов невозможен без знания свойств рабочих тел, задействованных в этих циклах. Все функции, возвращающие термодинамические свойства воды и водяного пара и необходимые для расчета паротурбинного цикла на перегретом паре, как уже отмечено ранее, собраны на сайте автора [www.trie.ru](http://www.trie.ru). Эти функции можно скачать с сайта и задействовать их в расчете копированием и вставкой. Эти функции также можно разместить на рабочем компьютере или в локальной компьютерной сети, а затем делать *ссылки* на соответствующие Mathcad-файлы, чтобы эти функции стали *видимыми* в расчетах, что было уже обсуждено. Но можно, повторяем, поступить и так: сделать ссылку не на свой компьютер и не на свою локальную сеть, а на соответствующий сайт в Интернете.

Так и было сделано в расчете, показанном на рис. 14.1. Перед расчетом удельной энтальпии  $h_6$  и удельной энтропии  $s_6$  перегретого водяного пара была сделана ссылка на файл H2O.xmcdz, хранящийся на сайте автора. Мы это обсуждали в *этюде 4*, где создавался аналогичный расчет. После такой ссылки в расчете стали *видимыми* функции по свойствам воды и водяного пара. Имена этих функций имеют префикс *wsp*.

Аналогичным образом была сделана "облачная" ссылка на файл GAS.xmcdz, где хранятся функции с префиксом *wspg*, возвращающие термодинамические свойства воздуха — второго рабочего тела нашего бинарного цикла (см. рис. 14.2). Здесь расчет должен быть более сложным. Дело в том, что первое рабочее тело (вода и водяной пар) в процессе своего обращения в цикле меняет только свои параметры и фазовое состояние. Рабочее же тело второго цикла бинарной установки меняет дополнительно свой состав: воздух — смесь воздуха с топливом — дымовые газы. На

сайте автора есть расчеты газотурбинных циклов различной степени сложности, учитывающие изменение состава рабочего тела, степень влажности исходного воздуха и другие нюансы. Один из таких расчетов читатель может увидеть на сайте по адресу <http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/simple-gtu.xmcd> и в *этиде 13*. В расчете же, показанном на рис. 14.2, рабочим телом является воздух стандартного состава (см. первый оператор присваивания на рисунке: `af: = "Air"`). В данную строковую константу можно записывать обозначения и других газов ( $H_2$ ,  $N_2$ ,  $O_2$  и т. д.), а также газовых смесей.

На рис. 14.1 и 14.2 показаны расчеты термических КПД паротурбинного цикла и газотурбинного цикла (цикла Брайтона) в случае, если бы они работали сепаратно с исходными параметрами, показанными в начале рис. 14.1.

На рис. 14.3 представлен расчет термического КПД бинарного цикла (см. его схему на рис. 14.1), где часть тепла выхлопа газовой турбины  $q_1'$  тратится в котле-утилизаторе на генерацию из питательной воды (точка 9) острого перегретого пара (точка 6). Контроль за теоретической возможностью этого процесса ведет оператор `if` (если), вставленный в расчет газовой турбины (см. пятую строку снизу на рис. 14.2): температура уходящих газов из газовой турбины  $T_4$  должна быть выше температуры острого водяного пара  $T_6$ , поступающего в паровую турбину. В противном случае переменной  $h_4$  (удельная энтальпия газа, выходящего из газовой турбины) присваивается не численное, а строковое ("Error") значение, что прерывает дальнейший расчет сообщением об ошибке. Но эта проверка необходимая, но не достаточная. Нужно также проконтролировать, нет ли подобного несоответствия температур и внутри котла-утилизатора, а не только на его одном крае. Это будет сделано ниже (см. рис. 14.7).

Один из нюансов компьютерных расчетов бинарных циклов заключается в нестыковках графического отображении термодинамических циклов с двумя рабочими телами на различных диаграммах, которыми часто иллюстрируют циклы. А такая иллюстрация важна не только для образования и самообразования, но и для контроля корректности расчетов, для подготовки расчетно-пояснительной записки для экспертизы.

Обычно для графического отображения процессов преобразования энергии используют две диаграммы:  $QT$ -диаграмму, отражающая процесс генерации пара в котле-утилизаторе, и  $hs$ -диаграмму процесса расширения пара в турбине. При этом часто не публикуют диаграммы цикла ГТУ, что снижает наглядность процессов, происходящих в бинарных циклах, иллюстративность их взаимосвязи.

Современные математические программы позволяют такие иллюстрации делать довольно быстро и точно. Более того, в последние версии пакета Maple (2016 и выше) вшит оператор, позволяющий одним оператором строить, например,  $pv$ -диаграммы холодильных установок и тепловых насосов. Но вспомогательные пользовательские действия дают возможность легко и быстро создавать и другие диаграммы:  $Ts$ ,  $hs$ ,  $Th$  и т.д. При этом диаграммы будут "живыми": если изменить исходные данные, то линии на диаграммах переместятся на новое место, фиксируя изменения в расчете. Этот аспект очень важен в настоящее

время, т.к. сейчас в электронный вид переводятся не только учебники для студентов, но и техническая документация и разного рода производственные инструкции с иллюстрациями. Но тут возникают проблемы, связанные, в частности, с горизонтальным и вертикальным позиционированием таких графиков, а также с их масштабированием.

Что это такое?

Для теплотехнических расчетов важны не сами абсолютные значения удельной внутренней энергии, эксергии, энтальпии и энтропии рабочих тел, а только их изменения, фиксирующие направление и/или степень совершенства тех или иных теплофизических процессов, связанных с рабочими телами. По этой и другим причинам разработчики баз данных по термодинамическим свойствам веществ берут разные точки отсчета для расчета абсолютных значений каллорических свойств рабочих тел, не руководствуясь какими-то едиными стандартами. Так, для расчета значений каллорических свойств воды/водяного пара, как правило, принимают равными нулю абсолютные значения удельной внутренней энергии и энтропии жидкости в тройной точке воды, а для многих газов – точкой отсчета принимают точку при нормальном (атмосферном) давлении с температурой 0 К.

Если энтальпия увеличивается, то к рабочему телу подводится энергия, и наоборот. Если водяной пар или газ в турбине расширяется с увеличением энтропии, то процесс считается необратимым, и т.д. По степени же увеличения значения энтропии судят о степени необратимости этого процесса, что фиксируется внутренним относительным КПД энергоустановок.

На рисунках 14.4–14.5 показаны "живые" диаграммы поведения рабочих тел в простейшей ПГУ, показанной на рис 14.1, где была изображена "мертвая" диаграмма. "Мертвая", повторяем, в том смысле, что изменение начальных параметров цикла никак не сказывается на ее виде.

На рисунках 14.4 и 14.5 показаны две традиционные "живые" диаграммы: диаграмма цикла ПТУ на перегретом водяном паре (слева: линии с точками 6, 7, 8 и 9) и диаграмма цикла ГТУ (справа: линии с точками 1, 2, 3, 4 и 5). На свободных местах диаграмм помещено увеличение участка цикла ПТУ вблизи питательного насоса и схема одноконтурного котла-утилизатора с экономайзером, испарительной частью и пароперегревателем. У котла П-образная компоновка, что нетипично для котлов-утилизаторов парогазовых установок. На рисунках такая схема показана для компактности. Читатель может мысленно перенести пароперегреватель в верхнюю часть котла, чтобы получилась башенная схема, принятая для ПГУ в видах уменьшения газодинамических потерь и по другим причинам.

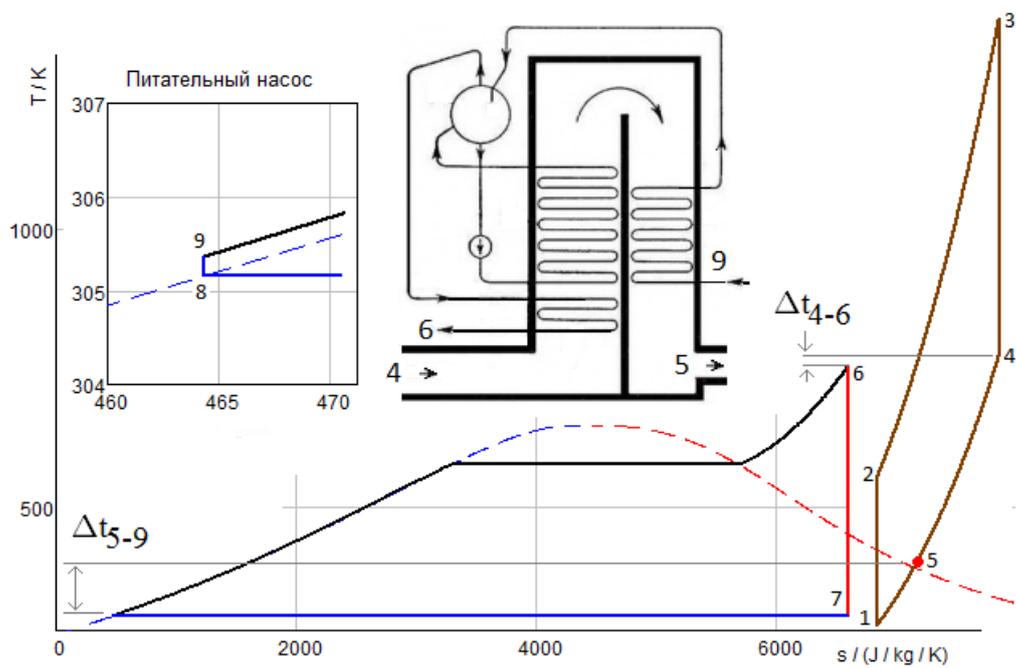
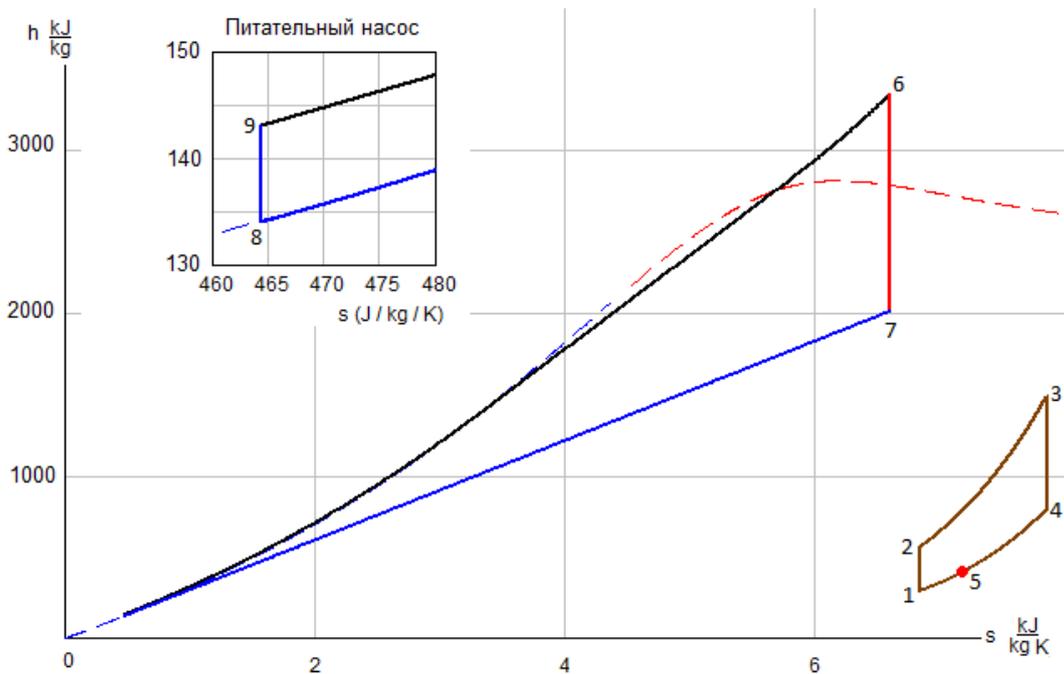


Рис. 14.4. Исходная "живая"  $Ts$ -диаграмма бинарного цикла ПГУ

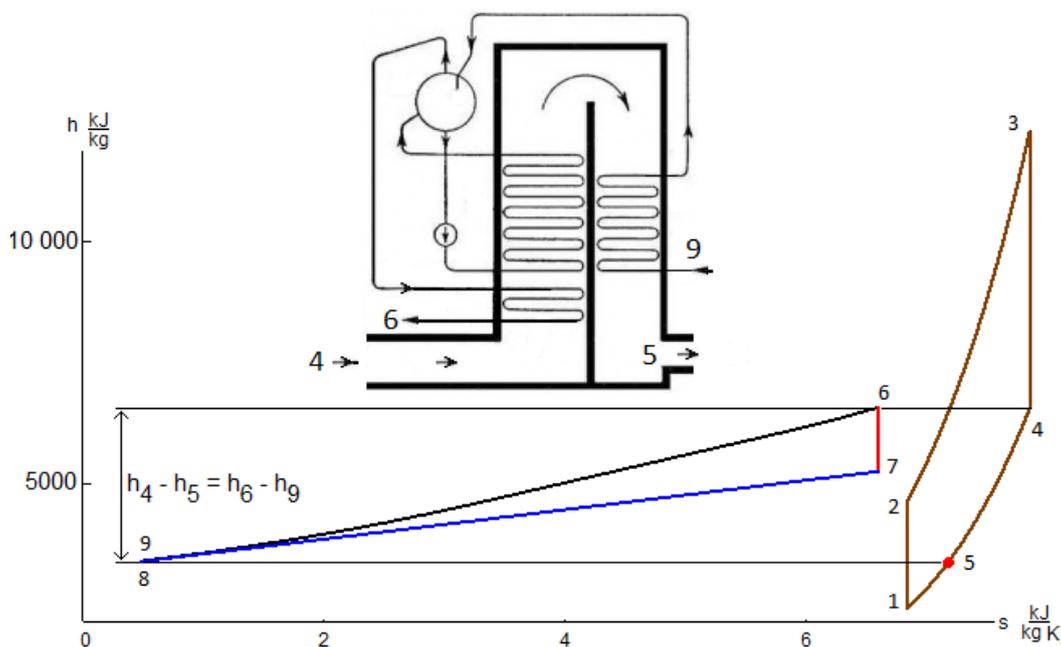


**Рис. 14.5.** Исходная "живая" hs-диаграмма бинарного цикла ПГУ

Какую-либо полезную количественную информацию из диаграмм, показанных на рис. 14.4 и 14.5, получить довольно трудно. Более того, они дают искаженную информацию о вкладе двух рабочих тел в процесс производства электроэнергии на ПГУ: "петля" цикла ГТУ намного меньше "петли" цикла ПТУ, хотя на самом деле газовая турбина производит электроэнергии в несколько раз больше своей паровой напарницы. Из диаграммы на рис. 14.4 можно только проследить за температурными напорами ( $\Delta t_{5-9}$  и  $\Delta t_{4-6}$ ) на краях котла-утилизатора, представляющего из себя противоточный теплообменник. Но проанализировать этот температурный напор внутри котла-утилизатора невозможно. Поэтому-то нам придется эти диаграммы изменить.

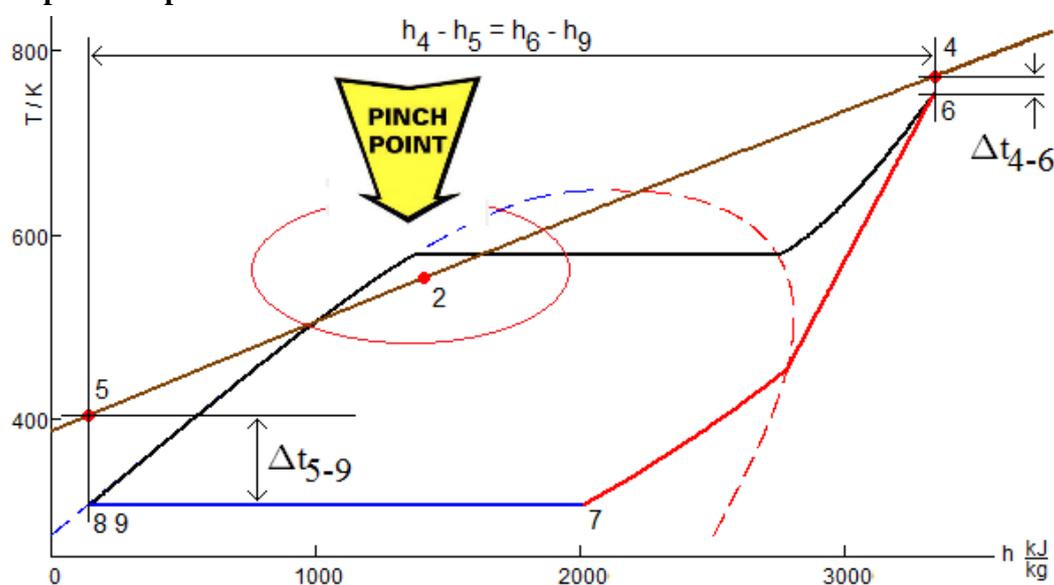
Другая картина наблюдается, если на диаграммах, во-первых, учесть значение параметра  $m$  (отношение расхода газа к расходу воды/водяного пара) и, во-вторых, сделать сдвиг диаграмм, нивелирующий разные базовые точки отсчета термодинамических свойств используемых двух рабочих тел бинарного цикла – см. рис. 14.6 и 14.7.

На рисунке 14.6 традиционная hs диаграмма показана с увеличением на величину  $m$  масштаба цикла ГТУ, что позволило зафиксировать горизонтальными линиями 5–8 и 4–6 процесс утилизации сбросного тепла газовой турбины в цикле ПТУ: разность  $h_4-h_5$  равна разности  $h_6-h_9$ .



**Рис. 14.6.** "Живая" hs-диаграмма бинарного цикла ПГУ с увеличенным масштабом цикла ГТУ

Еще более информативной будет диаграмма цикла ПГУ, если ее с масштабированием и сдвигом построить в координатах температура–энтальпия – см. рис. 14.7, где помимо потока утилизируемой энергии (вертикальные линии 5–8 и 4–6) показан температурный график котла-утилизатора (противоточного теплообменника) с фиксацией ошибки в нашем расчете парогазового цикла. На диаграмме рисунка 6 видна так называемый pinch point – точка, вернее, участок «прокинутым» теплообменом. Это явление и другие факторы заставляют проектировщиков парогазовых установок использовать двух и трехконтурные схемы с двумя-тремя барабанами, термодинамической сетевой, открытой и интерактивный расчет которых размещен на авторском сайте <http://tw.t.mpei.ac.ru/ТТНВ/tdc.html> и описан ниже.

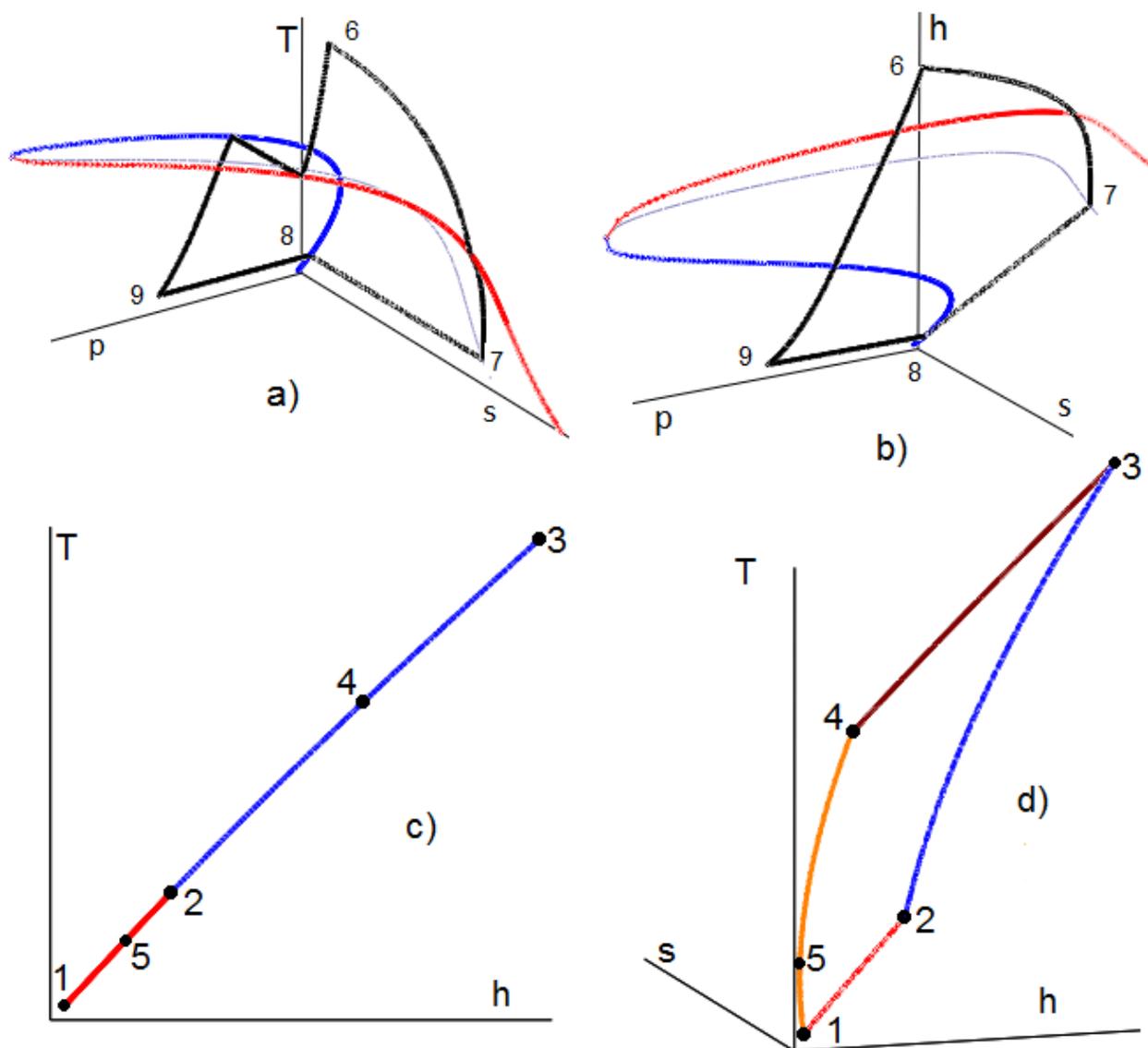


**Рис. 14.7.** «Живая» Th-диаграмма бинарного цикла ПГУ с увеличенным масштабом сдвинутой диаграммы цикла ГТУ

На рисунках 14.4 и 14.5 область диаграммы, отображающая процесс повышения давления в питательном насосе, сжалась в одну точку. В связи с этим эту область пришлось продублировать с изменением масштаба на осях графиков. Альтернативный способ исключаяющий дублирование графика – это использование трехмерных диаграмм термодинамических циклов, две из которых показаны на рис. 14.8. Ввод дополнительной оси «давление рабочего тела», позволило «растянуть» точку 8-9 (повышение давления питательной воды) в линию. Дополнительно на диаграммах на рис. 14.8 показаны линии постоянной степени сухости водяного пара, простирающейся от критической точки до точки 7 (конец процесса расширения пара в турбине).

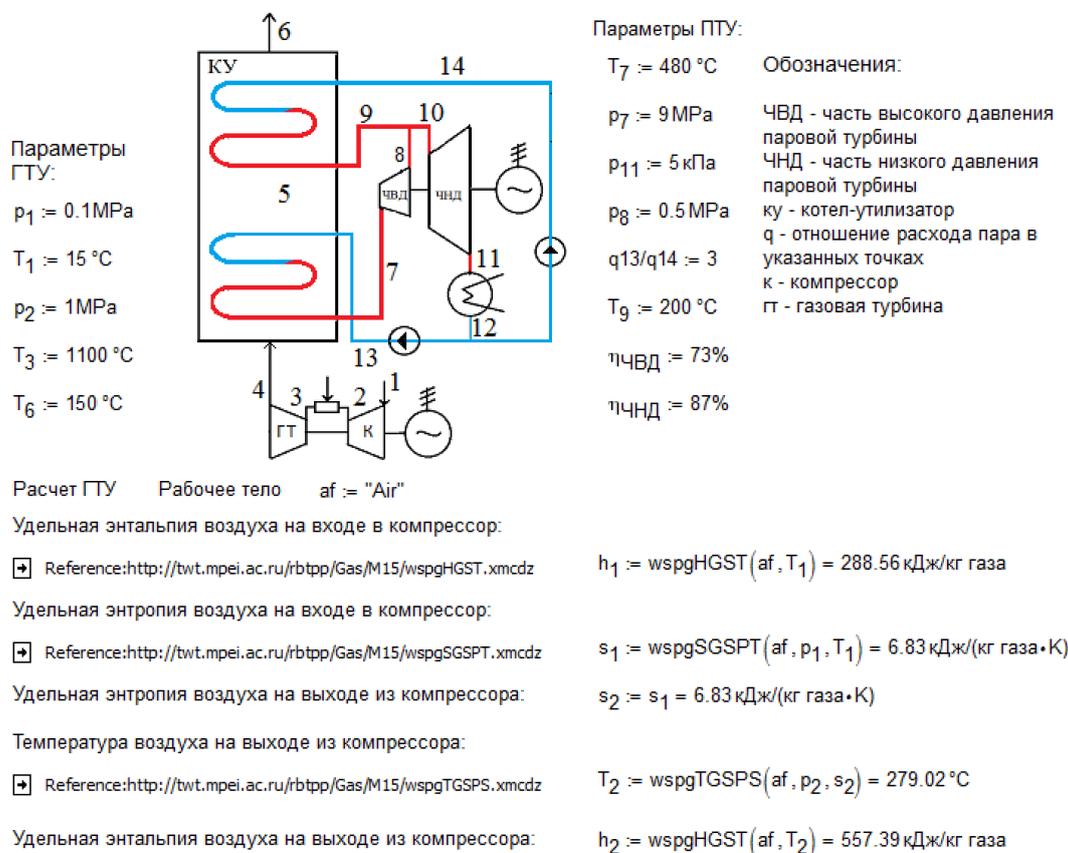
И еще один важный момент. На рисунке 14.7 цикл ГТУ выродился в линию, часть которой (с точками 5, 2 и 4) отображена поверх цикла ПТУ. Это связано с

тем, что в нашем расчете учитывались свойства не реального рабочего тела, а идеального газа, у которого энтальпия зависит только от температуры и не зависит от давления. Это "вырождение" цикла ГТУ в линию можно избежать, если перейти к трехмерным диаграммам термодинамических циклов – см. рис. 14.8.



**Рис. 14.8.** Трехмерные диаграммы паротурбинного (вверху) и газотурбинного (внизу) циклов: а)  $Tsp$  диаграмма цикла ПТУ на перегретом паре, б)  $hsp$  диаграмма цикла ПТУ, в)  $Th$  диаграмма Цикла ГТУ (третья ось направлена в сторону зрителя) и д)  $Th$  диаграмма цикла ГТУ

На рисунке 14.9 показано начало Mathcad-документа с расчетом простейшей двухконтурной ПГУ с циклом с промежуточным перегревом пара. Две половины котла-утилизатора выполнены в виде отдельных барабанных котлов с экономайзерным, испарительным и пароперегревательным участками (см. рис. 14.1), либо в виде отдельных прямоточных котлов с докритическими или сверхкритическими параметрами. Необходимо рассчитать термический КПД такой установки, построить Th (TQ) диаграмму котла-утилизатора и убедиться, что там нет «опрокидывания» теплообмена, зафиксированного на рис. 14.7.



**Рис. 14.9.** Начало расчета двухконтурной ПГУ: схема установки, ввод исходных данных и вызов облачных функций по свойствам воздуха

Примечание. В расчете на рис. 14.9 нет ссылки на "единый" облачный файл Gas.xmcd (см. рис. 14.1), а делаются ссылки на три облачных файла с расчетами отдельными свойств газа: удельной энтальпии (wspgHGST.xmcd), удельной энтропии (wspgSGSPT.xmcd) и температуры (wspgTGSPS.xmcd). Аббревиатура SG означает спецификацию (S) газа (G). Меняя значение этого аргумента перечисленных функций, можно моделировать состав газа – исходный влажный воздух, природный газ, продукты сгорания и проч. В наших рас-

четах одно- и двухконтурных ПГУ было сделано допущение, что рабочим телом газовой турбины был сухой воздух (см. оператор  $af := "Air"$ , на рис. 8), который нагревается в камере сгорания без изменения его состава. Но на вышестоящем авторском расчетном сервере есть расчеты ПГУ, где это упрощение не используется.

На рисунке 14.10 показан один из фрагментов расчета цикла ПТУ двухконтурной ПГУ с такими вычислительными приемами.

Во-первых, не вводится готовая формула для вычисления конкретного параметра, а составляется уравнение материального баланса с параметрами, численное значение которых в расчете не определено:  $q_f$  – массовый расход рабочего тела в цикле ГТУ,  $q_{13}$  – массовый расход рабочего тела в контуре высокого давления цикла ПТУ и  $q_{14}$  – массовый расход рабочего тела в контуре низкого давления цикла ПТУ. К этим переменным нельзя применить *численную математику* пакета Mathcad, но выражения с ними можно преобразовывать *символьно* – решать аналитически, например, уравнения и системы уравнений. А к этому по сути и сводится наша задача, состоящая из уравнений материального и энергетического баланса энергоустановки в целом и по ее отдельным частям. В расчете, повторяем, нет численных значений переменных  $q_f$ ,  $q_{13}$  и  $q_{14}$ , но есть численные значения переменной со сложным именем  $q_{13}/q_{14}$  и переменной с именем  $m$  – отношений расходов рабочих тел на разных участках ПГУ. Такой гибридный подход (сочетание символьной и численной математики) позволяет быстро и безошибочно решать поставленную задачу. В частности, на рис. 9 показано аналитическое решение уравнения энергетического баланса с использованием оператора  $solve$ . Он выдает численный ответ в случае, если переменные уравнения имеют численные значения. Чтобы получить символьный ответ (не число, а формулу), нужно «заглушить число» операторами  $var := var$ , скрытыми в скрытых областях на рис. 9. Пример на рис. 9 простой: решение такого уравнения можно осуществить и в уме, стараясь при этом не делать досадных ошибок, вернее, опечаток. Но при расчете трехконтурных ПГУ и других более сложных установок без автоматизации символьных преобразований обойтись будет весьма сложно.

Второй нюанс Mathcad-документа, показанного на рис. 14.10, состоит в том, что для расчета температуры газов в средней части котла-утилизатора ( $T_5$ ), не делается ссылка на дополнительную облачную функцию, возвращающую температуру газа в зависимости не от удельной энтропии и давления, а от удельной энтальпии. В расчете используется уже вызванная функция  $wspgHGST$ , по которой решается обратная задача нахождения нуля выражения, что делается с помощью встроеной в Mathcad функции  $root$  методом половинного деления.

Комментарий. Задача создания обратных функций по теплофизическим свойствам веществ (см. этюд 11), волнует многих программистов, заставляет их идти на очень сложные и хитрые приемы. При этом забывается, что современные математические программы имеют мощные средства решения уравнений и их систем, что существенно упрощает задачу и что мы проиллюстрировали на рис.

9: есть «прямая» функция, по которой несложно провести численное нахождение корня уравнения.

При расчетах цикла ПГУ рассматриваемой ПГУ можно также не делать ссылку на "общий" облачный файл с именем H2O.xmcd (см. рис. 14.1), а делать ссылки на отдельные файлы с отдельными свойствами воды и водяного пара.

### Расчет ПГУ (бинарного цикла)

Удельная энтальпия газа на выходе из котла-утилизатора:  $h_6 := \text{wspgHGST}(af, T_6) = 419.73 \text{ кДж/кг газа}$

Часть теплоты выхлопа газовой турбины тратится на выработку пара в котле-утилизаторе

Исходное уравнение  $q_T \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \cdot q_{13} + (h_9 - h_{14}) \cdot q_{14}$

Делим на величину  $q_{14}$   $\frac{q_T}{q_{14}} \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \frac{q_{13}}{q_{14}} + (h_9 - h_{14}) \frac{q_{14}}{q_{14}}$

Делаем замену  $q_{13}/q_{14} = \frac{q_{13}}{q_{14}}$   $m = \frac{q_T}{q_{14}}$   $m \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \cdot q_{13}/q_{14} + (h_9 - h_{14}) \cdot 1$

Решаем уравнение символично

☒ Лишаем переменные их численного значения для символьных преобразований

$$m \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \cdot q_{13}/q_{14} + (h_9 - h_{14}) \text{ solve, } m \rightarrow \frac{h_9 - h_{14} + q_{13}/q_{14} \cdot (h_7 - h_{13})}{h_4 - h_6}$$

$$m := \frac{h_9 - h_{14} + q_{13}/q_{14} \cdot (h_7 - h_{13})}{h_4 - h_6} = 33.08 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}$$

Температура газов в середине котла-утилизатора (в точке 5)

$$(h_4 - h_5) \cdot q_T = (h_7 - h_{13}) q_{13} \quad (h_4 - h_5) \frac{q_T}{q_{14}} = (h_7 - h_{13}) \frac{q_{13}}{q_{14}} \quad (h_4 - h_5) \cdot m = (h_7 - h_{13}) \cdot q_{13}/q_{14}$$

☒ Лишаем переменные их численного значения для символьных преобразований

$$(h_4 - h_5) \cdot m = (h_7 - h_{13}) \cdot q_{13}/q_{14} \text{ solve, } h_5 \rightarrow \frac{h_4 m - h_7 q_{13}/q_{14} + h_{13} q_{13}/q_{14}}{m}$$

$$h_5 := \frac{h_4 m - h_7 q_{13}/q_{14} + h_{13} q_{13}/q_{14}}{m} = 501.88 \text{ кДж/кг газа} \quad T_5 := \text{root}(\text{wspgHGST}(af, T_5) - h_5, T_5, T_4, T_6) = 225.37 \text{ }^\circ\text{C}$$

**Рис. 14.10.** Фрагмент расчета двухконтурной ПГУ: использование символьной математики и создание обратной функции

Символьные преобразования, правда, ручные, а не автоматические ведутся и в заключительной части расчета ПГУ (рис. 14.11), где определяется термический КПД двухконтурной ПГУ. Для этого составляется соответствующее выражение: числитель – это полезная работа энергоустановки за вычетом работ, затраченных на приводы питательных насосов и компрессора, а знаменатель – подведенная к энергоустановке энергия газа, сжигаемого в камере сгорания ПГУ. Числитель и знаменатель

делятся на «нечисловую» переменную  $Q_{14}$ , что позволяет в формуле для КПД оставить только "числовые" переменные и рассчитать конкретное значение термического КПД.

$$\eta_{ПГУ} = \frac{(h_3 - h_4)q_{\Gamma} + (h_7 - h_8)q_{13} + (h_{10} - h_{11})(q_{13} + q_{14}) - (h_{13} - h_{12})q_{13} - (h_{14} - h_{12})q_{14} - (h_2 - h_1)q_{\Gamma}}{q_1 q_{\Gamma}}$$

$$\eta_{ПГУ} = \frac{(h_3 - h_4)\frac{q_{\Gamma}}{q_{14}} + (h_7 - h_8)\frac{q_{13}}{q_{14}} + (h_{10} - h_{11})\left(\frac{q_{13}}{q_{14}} + \frac{q_{14}}{q_{14}}\right) - (h_{13} - h_{12})\frac{q_{13}}{q_{14}} - (h_{14} - h_{12})\frac{q_{14}}{q_{14}} - (h_2 - h_1)\frac{q_{\Gamma}}{q_{14}}}{q_1 \frac{q_{\Gamma}}{q_{14}}}$$

$$\eta_{ПГУ} := \frac{(h_3 - h_4)m + (h_7 - h_8)q_{13}/q_{14} + (h_{10} - h_{11})(1 + q_{13}/q_{14}) - (h_{13} - h_{12})q_{13}/q_{14} - (h_{14} - h_{12}) - (h_2 - h_1)m}{q_1 m} = 58.47\%$$

Подготовка данных для графика

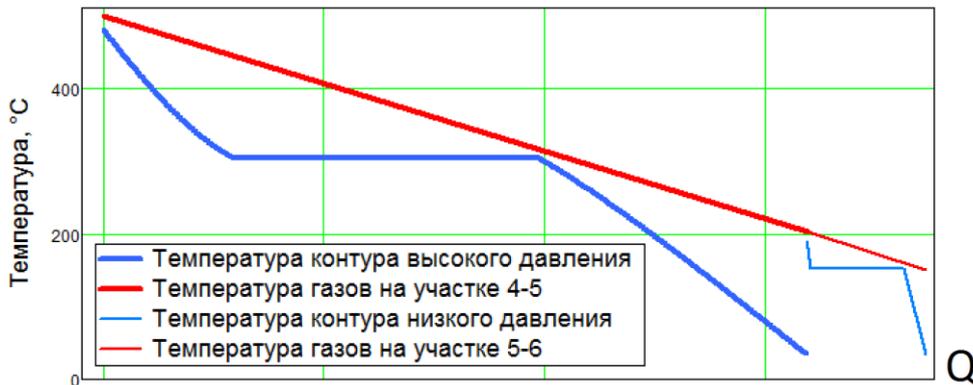


Рис. 14.11. Завершение расчета двухконтурной ПГУ: расчет термического КПД и построение тепловой диаграммы котла-утилизатора (TQ диаграммы)

Графические средства пакета Mathcad, как уже отмечено выше, позволяют легко и быстро строить различные графики. На рис. 14.11 построен такой график с экономайзерными испарительными и пароперегревательными участками двух пароводяных трактов (нижние кривые). Из графиков видно, что температурные кривые двух рабочих тел не пересекаются и «pinch-point» (см. рис. 14.7) отсутствует.

После выхода английского издания данной книги к авторам обратилась фирма Maplesoft ([www.maplesoft.com](http://www.maplesoft.com)) – разработчик второй по популярности после Mathcad математической программы – программы Maple. В последней версии этой программы (Maple 2016 и выше) встроен пакет CoolProp (см. [www.coolprop.org](http://www.coolprop.org)), что позволяет непосредственно работать с функциями по теплофизическим свойствам многих рабочих тел, теплоносителей и хладагентов. Фирма предложила авторам данной книги протестировать новый Maple с удобным для инженеров-теплоэнергетиков средствами и продублировать некоторые Mathcad-примеры книги в среде Maple. Результаты тестирования – гото-

вые решения задач термодинамики помещены на сайте Maple Application Center: <http://www.maplesoft.com/applications/Category.aspx?cid=2886>.

Для работы с базой данных по свойствам веществ в среде Maple необходимо и достаточно подключить ее к расчетам командой `with(ThermophysicalData)`, а затем формировать необходимые для расчетов пользовательские функции через встроенную функцию `Property` (Свойство). Так, например, если в расчете необходима функция, возвращающая удельную энтропию воды/водяного пара в зависимости от плотности и температуры, то достаточно выполнить следующую команду:

$$\text{wspPDT} := (D, T) \rightarrow \text{Property}(\text{entropy}, \text{H2O}, \text{density} = D, \text{temperature} = T)$$

Этой командой будет сгенерирована пользовательская функция с именем `wspSDT`, имя и структура которой отвечает общепринятому пользователями пакета `WaterSteamPro` стандарту: префикс `wsp`, далее начальная буква названия или символ рассчитываемого параметра (`S` – удельная энтропия), далее начальные буквы названий или символы исходных параметров: `D` – плотность и `T` – температура. Если в вышеприведенной встроенной функции `Property` заменить аргумент `H2O`, на `Air`, то будут рассчитаны теплофизические свойства воздуха, соответственно.

На сайте книги представлены расчеты более сложных бинарных циклов, схемы которых приведены на рис. 14.12–14.21. Интернет-адреса расчетов указаны в адресных строках.

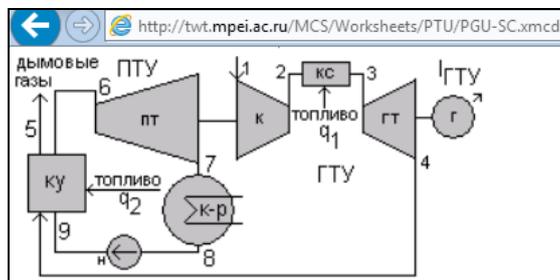


Рис. 14.12. ПГУ с приводом компрессора от паровой турбины

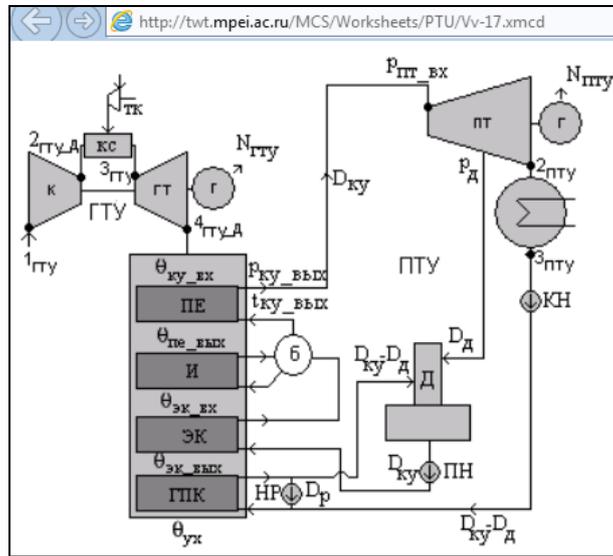


Рис. 14.13. ПГУ с одноконтурным котлом-утилизатором

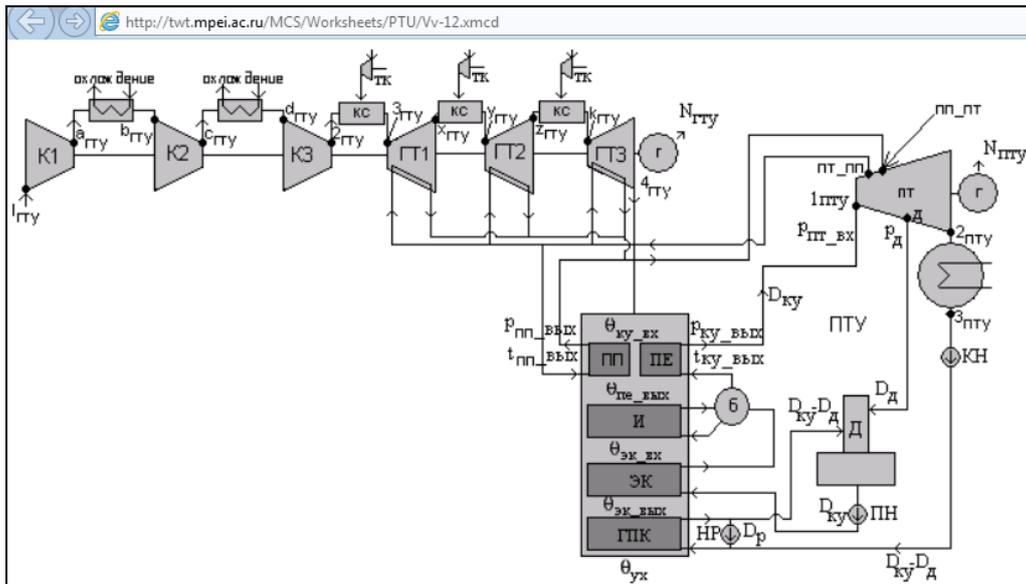


Рис. 14.14. ПГУ с одноконтурным котлом-утилизатором, многоступенчатым сжатием воздуха и многоступенчатым подводом тепла

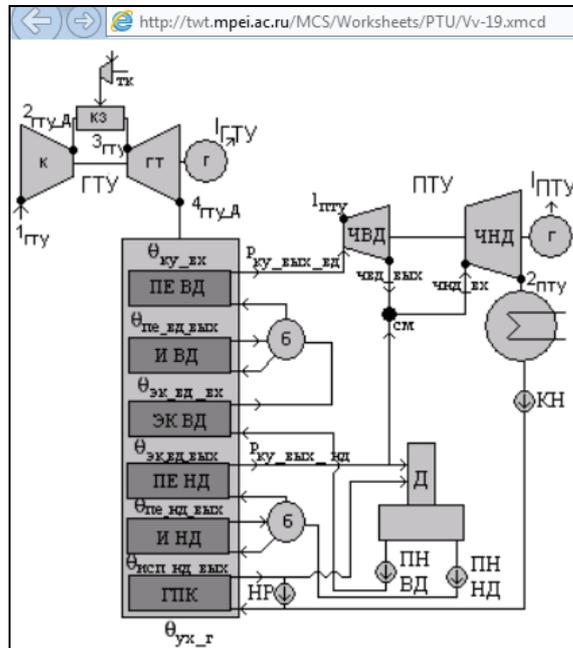


Рис. 14.15. ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором

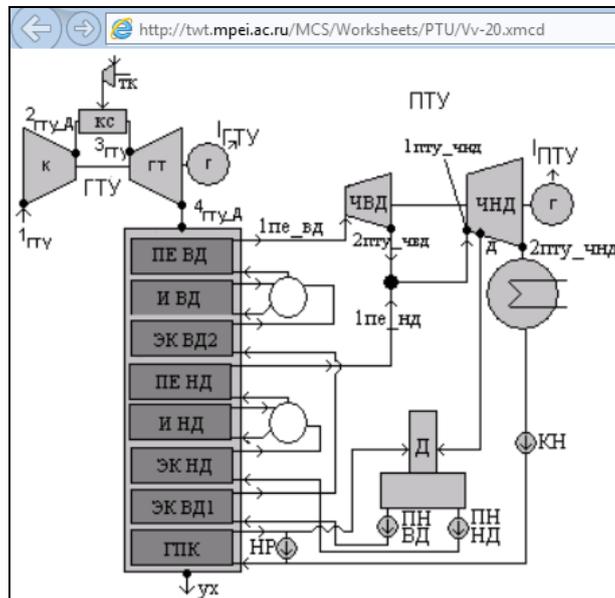


Рис. 14.16. ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором и применением двухступенчатого нагрева питательной воды в экономайзере



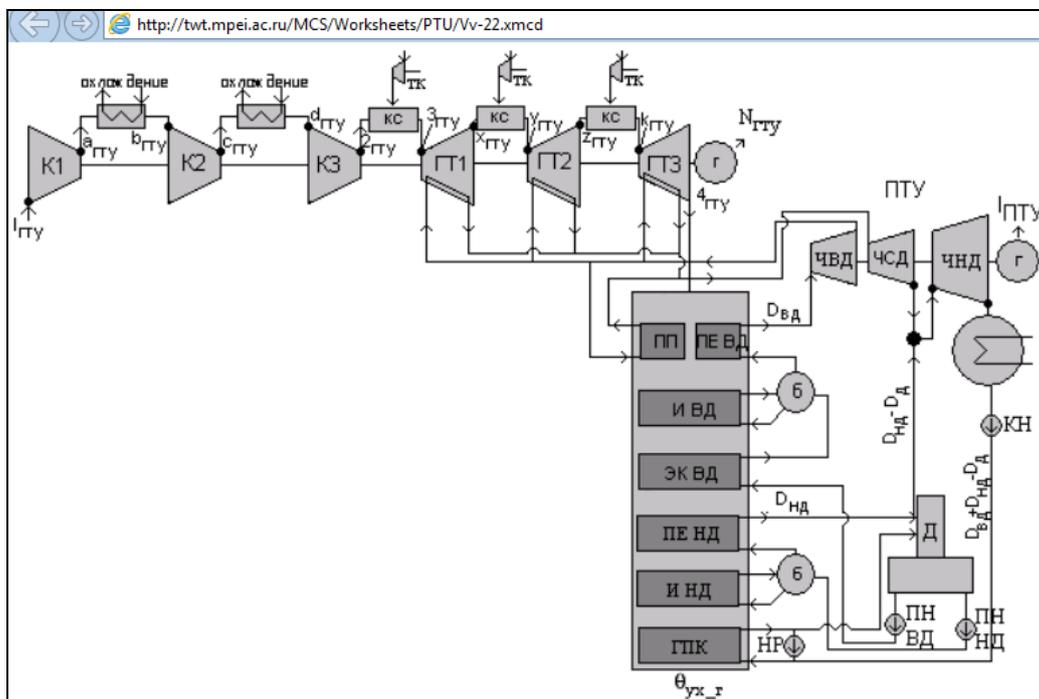


Рис. 14.19. ПГУ с многоступенчатым сжатием воздуха, многоступенчатым подводом тепла и двухконтурным котлом-утилизатором

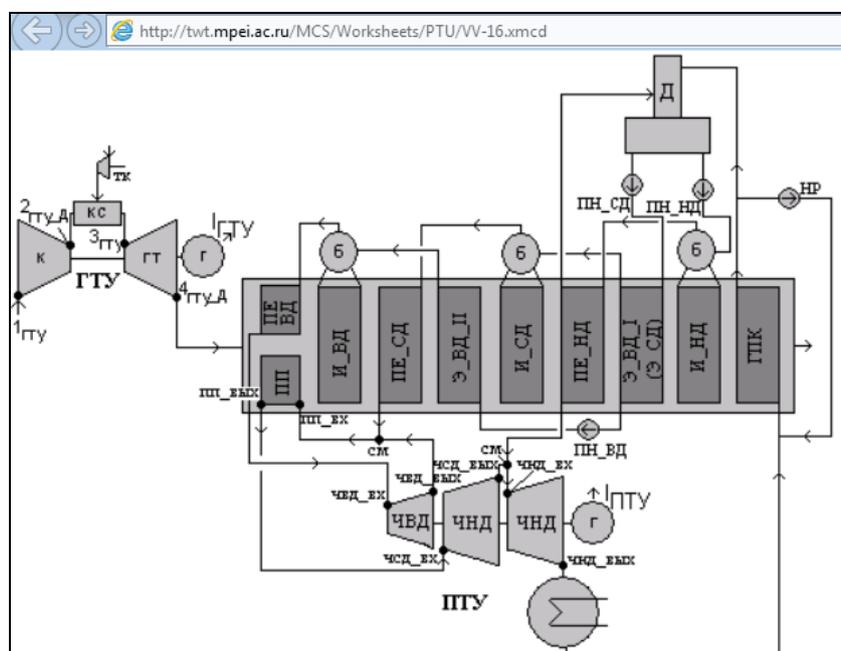


Рис. 14.20. ПГУ с трехконтурным котлом-утилизатором

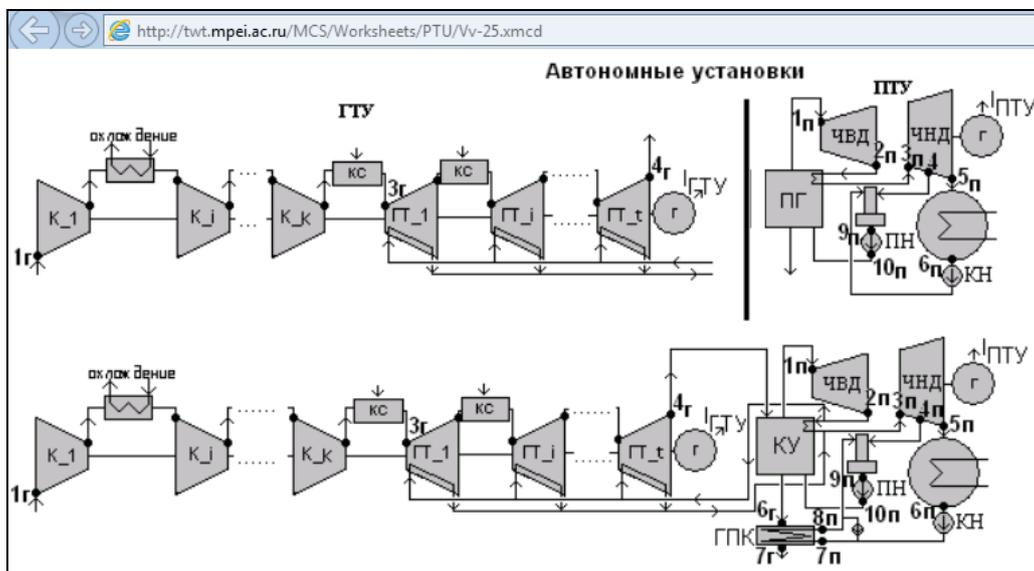


Рис. 14.21. Сравнение ГТУ и ПТУ с ПГУ

Парогазовые установки в российской энергетике внедряются, честно говоря, как "картошка на Руси" — нередко в ущерб традиционным "культурам". Главный инженер одного крупного российского энергообъединения жаловался автору в том плане, что их насильно заставляют строить парогазовый блок на электростанции, где уже давно стоят и прекрасно работают шесть традиционных паротурбинных блоков. На этой электростанции собирались строить седьмой аналогичный блок и уже соорудили для него фундамент. Но нет! Нужно строить седьмой энергоблок по парогазовой схеме. А это требует создания новых служб — эксплуатационной, ремонтной и т. д., а также сноса уже построенного фундамента. Но самый главный "фокус" тут кроется в том, что никакой особой экономии средств этот новый блок не даст. Да, расход топлива на выработку киловатт-часа электроэнергии снизится за счет более высокого КПД бинарного цикла, но вся эта финансовая выгода уйдет на... оплату очень дорогого по российским меркам сервисного обслуживания газовой энергетической турбины, которую поставляет зарубежная фирма. Да и сама эта турбина очень дорогостоящая, т. к. это штучный продукт, а не продукт массового производства авиационных газовых турбин. А штучный продукт всегда будет дорогим и капризным. Недаром сейчас все чаще и чаще раздаются голоса против использования газовых турбин большой мощности в энергетике.

## Литература

1. Александров А. А., Орлов К. А., Очков В. Ф. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: интернет-справочник. — М.: Издательский дом МЭИ, 2009. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/rbtp>.

2. Александров А. А., Очков В. Ф., Орлов К. А., Очков А. В. Теплофизические свойства воды и водяного пара в Интернете // Промышленная энергетика. — 2007. — № 2. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/WspIn>.
3. Александров А. А., Очков В. Ф., Орлов К. А. Уравнения и программы для расчета свойств газов и продуктов сгорания // Теплоэнергетика. — 2006. — № 3.
4. Очков В. Ф. Теплотехнический справочник в Интернете // Новое в российской электроэнергетике. — 2005. — № 5. URL: [http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/VPU\\_Book\\_New/mas/NRE\\_5\\_5](http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/NRE_5_5).
5. Очков В. Ф., Утенков В. Ф., Орлов К. А. Теплотехнические расчеты в среде Mathcad // Теплоэнергетика. — 2000. — № 2. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB/TE-2-2000.pdf>.
6. Волощук В. А., Очков В. Ф., Орлов К. А. Термодинамическая оптимизация простого бинарного цикла ПГУ с котлом-утилизатором с помощью современных информационных технологий // Вестник Национального технического университета. Харьковский политехнический университет. — 2010. — № 2. — С. 102–106.
7. Орлов К. А., Волощук В. А., Очков В. Ф. Сетевой, интерактивный, открытый расчет газотурбинной энергетической установки // Автоматизация и ИТ в энергетике. — 2010. — № 2. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНВ/2/GTU-calc.pdf>.
8. Очков В. Ф., Александров А. А., Волощук В. А., Дорохов Е. В., Орлов К. А. Интернет-расчеты термодинамических циклов // Теплоэнергетика. — 2009. — № 1. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/TE-1-2009/P77.png>.
9. Очков В. Ф., Александров А. А., Орлов К. А., Волощук В. А., Очков А. В. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок // Новое в российской электроэнергетике. — 2008. — № 10. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB/NREE-2008-2>.
10. Очков В. Ф., Орлов К. А., Знаменский В. Е. Теплотехнические расчеты с опорой на интернет-функции по свойствам рабочих веществ теплоэнергетики // Новое в российской электроэнергетике. — 2011. — № 6. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB/Ochkov-Znamensky-Web-Rankine.html>.
11. Очков В. Ф., Орлов К. А., Кузнецов В. Н., Знаменский В. Е., Аунг Ту Ра Тун. Парогазовые циклы: три аспекта компьютерных расчетов // Энергосбережение и водоподготовка. № 5. 2017. С. 36-46. URL: <http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/PGU-3.pdf>