

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

Институт энергетики
Высшая школа энергетического машиностроения

А. Ю. Култышев В. Н. Голошумова А. С. Алешина

ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ОСОБЕННОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПГУ

Учебное пособие



ПОЛИТЕХ-ПРЕСС

Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

Санкт-Петербург

2022

ББК 31.37:31.363я73
К90

Рецензенты:

Кандидат технических наук,
генеральный конструктор АО «Силовые машины» *А. А. Ивановский*
Кандидат технических наук, главный конструктор
АО «Уральский турбинный завод» *Т. Л. Шибает*

Култышев А. Ю. Парогазовые установки и особенности паровых турбин для ПГУ : учеб. пособие / А. Ю. Култышев, В. Н. Голошумова, А. С. Алешина. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. – 163 с.

В учебном пособии, представляющем собой лекционный курс для студентов энергетических специальностей, кратко изложены основы теории газотурбинных, паротурбинных и парогазовых установок (ПГУ) тепловых электрических станций. Приведено описание конструктивных особенностей, рассмотрены принципиальные тепловые схемы с паровыми турбинами производства АО «Уральский турбинный завод» и Ленинградского металлического завода в составе ПГУ с котлами-утилизаторами.

Пособие предназначено для студентов энергетических и энергомашиностроительных специальностей вузов, изучающих дисциплину «Парогазовые установки». Может быть использовано эксплуатационным персоналом тепловых электрических станций, а также в системах переподготовки и повышения квалификации.

Данное учебное пособие выпущено при поддержке программы стратегического академического лидерства «Приоритет 2030» (соглашение 075-15-2021-1333 от 30.09.2021).

Табл. 13. Ил. 69. Библиогр.: 31 назв.

Научный редактор – член-корреспондент РАН,
доктор физико-математических наук, профессор, *Ю. К. Петреня*

Компьютерная верстка *А. Ю. Култышева*

Печатается по решению
Совета по издательской деятельности Ученого совета
Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

ISBN 978-5-7422-7740-8

© Култышев А. Ю., Голошумова В. Н.,
Алешина А. С., 2022
© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
<i>Глава 1.</i> ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ПАРОВЫМИ И ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ	6
1.1. Термодинамический цикл паротурбинных установок и влияние параметров свежего и отработавшего пара на термический КПД цикла.....	6
1.2. Достижимый уровень экономичности ПТУ на современном этапе и в ближайшей перспективе. Достоинства и недостатки ПТУ по сравнению с ГТУ	12
1.3. Термодинамические циклы и тепловые схемы газотурбинных установок.....	16
1.4. Способы повышения термического КПД ГТУ. Достижимый уровень экономичности ГТУ на современном этапе и в ближайшей перспективе.....	21
1.5. Термодинамические циклы парогазовых установок. Варианты использования теплоты выходных газов.....	26
1.6. Достижимый уровень экономичности ПГУ в настоящее время и в ближайшей перспективе.....	33
<i>Глава 2.</i> ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ.....	37
2.1. Парогазовые установки с ВПГ.....	40
2.2. Парогазовые установки с НПГ или сбросного типа.....	42
2.3. Парогазовые установки утилизационного типа с котлом-утилизатором.....	45
2.4. Парогазовые установки с параллельной схемой.....	46
2.5. ПГУ с развитым подогревом питательной воды за счет теплоты выходных газов ГТУ.....	48
2.6. ПГУ со сжиганием твердого топлива в стационарном и циркуляционном кипящем слое под давлением.....	49
2.7. ПГУ с внутрицикловой газификацией угля.....	58

2.8. ПГУ с впрыском воды или пара.....	63
<i>Глава 3. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТИПА</i>	
С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ.....	66
3.1. Одноконтурные ПГУ с КУ.....	66
3.2. Двухконтурные ПГУ с КУ.....	70
3.3. Трехконтурные ПГУ с КУ.....	72
3.4. Одновальные ПГУ с КУ.....	75
<i>Глава 4. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК</i>	
С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ.....	81
4.1. Параметры пара для паровых турбин в схемах ПГУ с КУ.....	81
4.2. Паровая турбина Т-22/28-2,8 УТЗ для ПГУ-90.....	86
4.3. Паровая турбина ПТ-22/35-7,5 УТЗ для ПГУ-90.....	88
4.4. Паровая турбина Т-43/54-7,8 УТЗ для ПГУ-170.....	91
4.5. Паровая турбина ТК-74/60-7,0 УТЗ для ПГУ-180.....	95
4.6. Паровая турбина Т-56/70-6,8 УТЗ для ПГУ-230.....	99
4.7. Паровая турбина ПТ-57/69-8,8 УТЗ для ПГУ-230.....	102
4.8. Паровая турбина Т-53/67-8,0 УТЗ для ПГУ-230.....	105
4.9. Паровые турбины Т-63/76-8,8 и КТ-63-7,7 для ПГУ-230.....	113
4.10. Паровая турбина Т-40/50-8,8 для ПГУ-115.....	126
4.11. Паровая турбина Тп-35/40-8,8 УТЗ для ПГУ-110.....	133
4.12. Паровая турбина Т-113/145-12,4 УТЗ для ПГУ-410.....	136
4.13. Паровая турбина К-153-11,0 УТЗ для ПГУ-450.....	148
4.14. Паровая турбина Т-130/160-12,8 ЛМЗ для ПГУ.....	150
4.15. Паровая турбина Т-150-7,7 ЛМЗ для ПГУ-450.....	154
<i>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....</i>	158

ВВЕДЕНИЕ

Опыт развития мировой энергетики показывает, что повышение тепловой экономичности энергоблоков возможно путем применения парогазовых технологий.

Комплексными исследованиями ПГУ разных типов занимались ОАО «НПО ЦКТИ», ОАО «ВТИ» (Г.Г. Ольховский, П.А. Березинец), ФГБОУ ВО НИУ «МЭИ» (В.Д. Буров, С.В. Цанев, А.Д. Трухний, В.Г. Грибин), ФГБОУ ВО «СГТУ» (А.И. Андриященко, А.Б. Дубинин), компании «General Electric», «Skoda», «Siemens», «МНП» и др.

Соединение в одном энергоблоке газотурбинных и паротурбинных установок, работающих по высоко- и низкотемпературным циклам, позволяет повысить эффективность использования топлива и обеспечить рост КПД при работе ПГУ до 65 %, а теплофикационных ПГУ в конденсационном режиме – до 45...55 %, то есть до уровня, недостижимого для других тепловых двигателей.

К достоинствам и преимуществам ПГУ можно отнести следующее:

- самый экономичный двигатель;
- самый экологически чистый;
- потребность в охлаждающей воде примерно втрое меньше, чем у паросилового цикла;
- имеет умеренную стоимость установленной единицы мощности;
- имеет существенно меньший строительный цикл.

В России, где доля используемого для энергетики относительно недорогого газа превышает 60 %, и половина его используется по экологическим соображениям на ТЭЦ, имеются все возможности для сооружения ПГУ.

ГЛАВА 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ПАРОВЫМИ И ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ

1.1. Термодинамический цикл паротурбинных установок и влияние параметров свежего и отработавшего пара на термический КПД цикла

Термодинамическим циклом теплового двигателя называют круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу. Все процессы термодинамического цикла, осуществляемого в реальном двигателе, в той или иной степени необратимы. Необратимость процессов вызывается наличием трения в потоке рабочего тела, теплоотдачей от рабочего тела к стенке и снижает эффективность преобразования теплоты в работу. В анализе эффективности циклов решают две задачи:

1) определяют, от каких факторов зависит КПД обратимого термодинамического цикла и какими должны быть процессы цикла, чтобы его КПД имел наибольшее значение при заданных конкретных ограничительных условиях;

2) находят степень необратимости процессов действительного цикла и устанавливают, какие процессы целесообразно совершенствовать в целях уменьшения необратимых потерь и повышения КПД цикла.

Паротурбинная установка (ПТУ) – это тепловой двигатель, работающий на воде и водяном паре.

Принципиальная схема простейшей паротурбинной установки представлена на рис. 1.1.

Наиболее совершенным в термодинамическом отношении является тепловой цикл Карно. В TS -диаграмме цикл Карно имеет вид, показанный на рис. 1.2. Такой цикл будет иметь действительно максимальный термический КПД. Однако для его реализации необходимо построить компрессор, сжимающий и конденсирующий изоэнтропийно пароводяную смесь из

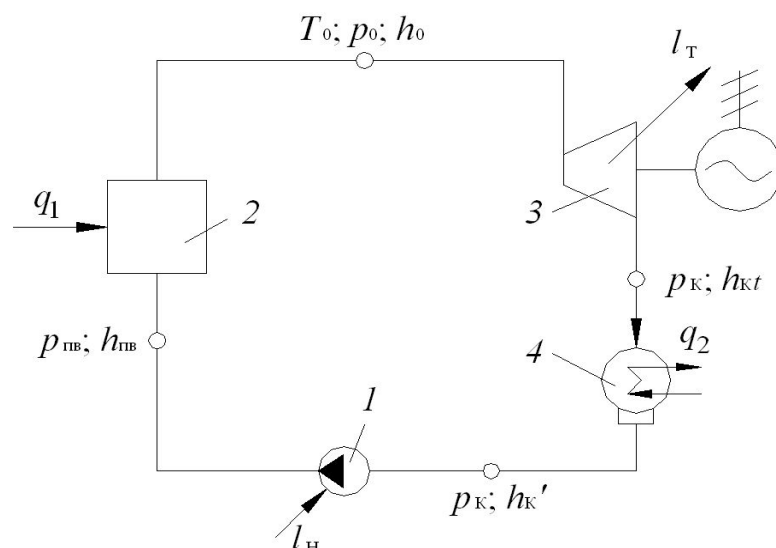


Рис. 1.1. Упрощенная схема простейшей РТУ

состояния a в состояние b . Технические трудности создания компрессора столь велики, а его удельная работа сжатия l_H столь значительна, что на практике цикл Карно для воды и водяного пара не используется, а применяется цикл, исследованный шотландским инженером Ренкиным и носящим его имя.

Цикл Ренкина для турбоустановок ТЭС, использующих перегретый пар, при идеальных паровой турбине и насосе показан на рис. 1.3.

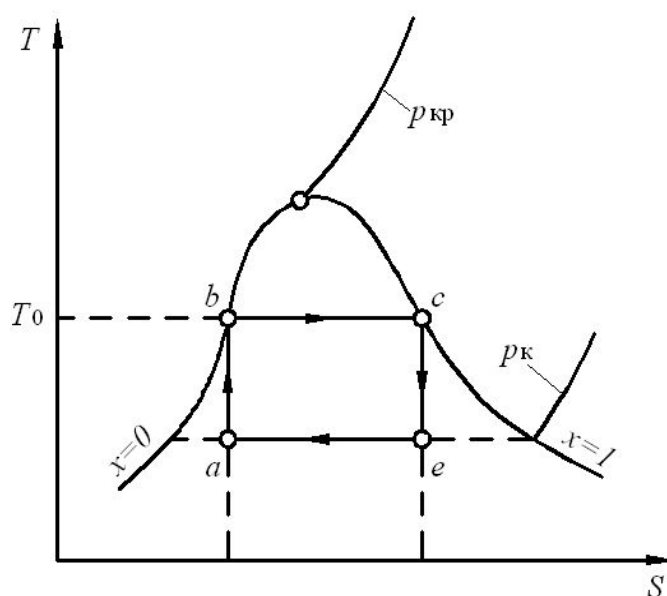


Рис. 1.2. Термодинамический цикл Карно паротурбинных установок

Питательный насос 1 (рис. 1.1) повышает давление воды до давления p_0 и подает в котел. Процесс изобарического сжатия воды насосом изображен в TS -диаграмме (рис. 1.3) линией aa' .

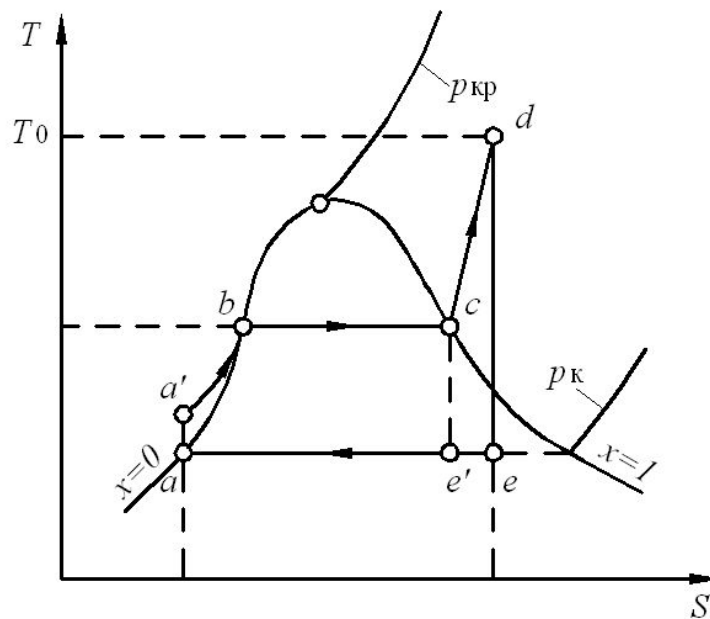


Рис. 1.3. Термодинамический цикл Ренкина паротурбинных установок для ТЭС с перегревом пара

Изобарийный процесс подвода теплоты q_1 в котле 2 изображен линиями $a'bcd$, где $a'b$ – нагрев воды при постоянном давлении до температуры кипения, bc – испарение и cd – перегрев до температуры T_0 .

Подведенное в котле к воде и пару теплота q_1 целиком расходуется на повышение энтальпии пара и может быть представлено для 1 кг пара разностью

$$q_1 = h_0 - h_{пв},$$

где h_0 – энтальпия пара за котлом; $h_{пв}$ – энтальпия питательной воды.

Пар, вышедший из котла 2 (рис. 1.1), с энтальпией h_0 направляется в турбину 3 и, расширяясь в ней, совершает работу l_t , которую может совершить 1 кг пара в идеальной турбине

$$l_{тt} = h_0 - h_{кт},$$

где $h_{кт}$ – конечная энтальпия пар за турбиной при изоэнтропийном расширении.

Эту же величину, равную разности начальной и конечной энтальпий при изоэнтропийном расширении пара $H_0 = l_{тt}$, принято называть *располагаемым теплоперепадом*.

Изоэнтروпийный процесс расширения для идеальной турбины без потерь и теплообмена с внешней средой изображен линией de .

Отработавший в турбине пар с параметрами p_k , T_k , h_{kt} поступает в конденсатор 4 (рис. 1.1), где при неизменном давлении p_k производится отвод теплоты q_2 , определяемый разностью энтальпий

$$q_2 = h_{kt} - h'_k.$$

Отвод от пара происходит к охлаждающей воде, пар конденсируется, и конденсат с энтальпией h'_k откачивается питательным насосом 1. В насосе на 1 кг питательной воды затрачивается работа l_n , за счет которой поднимается давление до значения $p_{пв}$:

$$l_n = h_{пв} - h'_k.$$

Таким образом, замыкается цикл водяного пара в паротурбинной установке. В этом цикле работа, которую можно получить от 1 кг пара, выражается в виде

$$l = q_1 - q_2 = (h_0 - h_{пв}) - (h_{kt} - h'_k) = (h_0 - h_{kt}) - (h_{пв} - h'_k) = l_{тл} - l_n.$$

Тогда *термический КПД* цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{пв}) - (h_{kt} - h'_k)}{h_0 - h_{пв}}.$$

Если не учитывать работу насоса l_n , то термический КПД идеального цикла можно переписать следующим образом:

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0}{q_1}.$$

Таким образом, коэффициент полезного действия цикла Ренкина в первую очередь определяется начальными и конечными параметрами.

Анализ влияния параметров пара на экономичность удобно вести с помощью TS -диаграммы, используя представление об эквивалентном цикле Карно. Если площадь цикла Ренкина $abcdea$ (рис. 1.4) заменить равновеликим прямоугольником $aa'd'e$, являющимся циклом Карно с температурой источника тепла T_0 , то η_t обоих циклов будет одинаковым. Таким образом, при

фиксированной температуре конденсации T_k термический КПД цикла Ренкина будем тем выше, чем больше T_3 эквивалентного цикла Карно.

Повышение начальной температуры пара T_0 цикла Ренкина (рис. 1.4) приводит к росту термического КПД, так как температура T_3' эквивалентного цикла $abcfe'a$ будет больше, чем температура T_3 цикла $abcdea$. Повышение T_0 , как видно из рис. 1.4, приводит одновременно к повышению степени сухости в конце процесса расширения, что одновременно приведет и к повышению *относительного внутреннего КПД* турбины ($\eta_{oi} = 0,86-0,92$), характеризующего аэродинамическое совершенство ее проточной части.

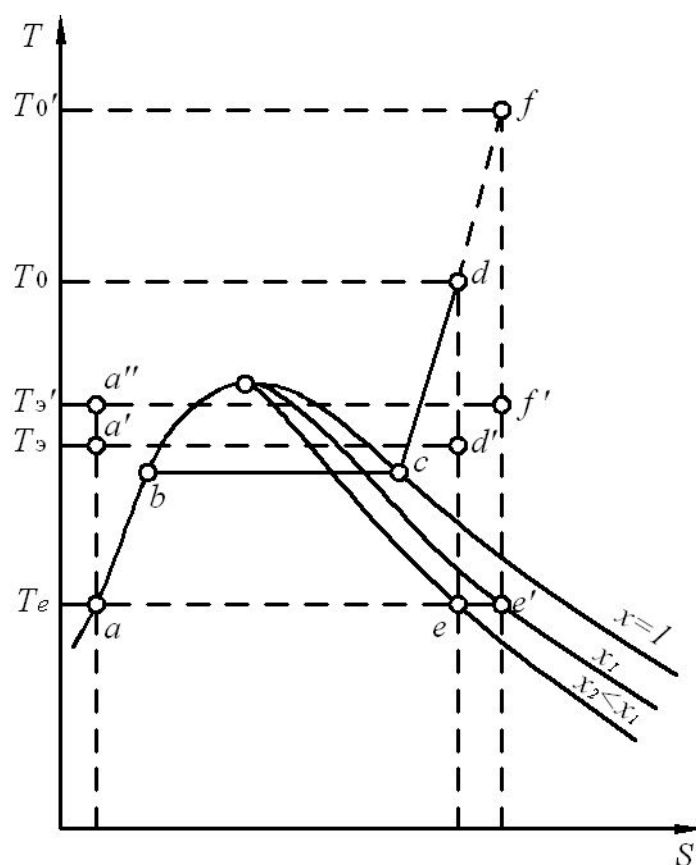


Рис. 1.4. Сравнение идеальных циклов с различными начальными температурами

Однако повышение начальной температуры ограничено прочностью металла при высокой температуре. При увеличении температуры с определенного уровня резко падают пределы текучести и прочности, снижается предел длительной прочности. Поэтому для обеспечения надежной работы высокотемпературных элементов по мере увеличения температур приходится

простую углеродистую сталь заменять дорогостоящей жаростойкой сталью, в том числе для поверхностей нагрева пароперегревателя, паропроводов свежего пара и деталей паровпускной части турбины.

Повышение начального давления от p_0 до p_0' (рис. 1.5) при постоянной начальной температуре в общем случае приводит к росту η_t , однако эта зависимость оказывается очень пологой и часто компенсируется уменьшением η_{oi} из-за увеличения влажности в конце процесса расширения, что снижает также надежность работы последних ступеней турбины.

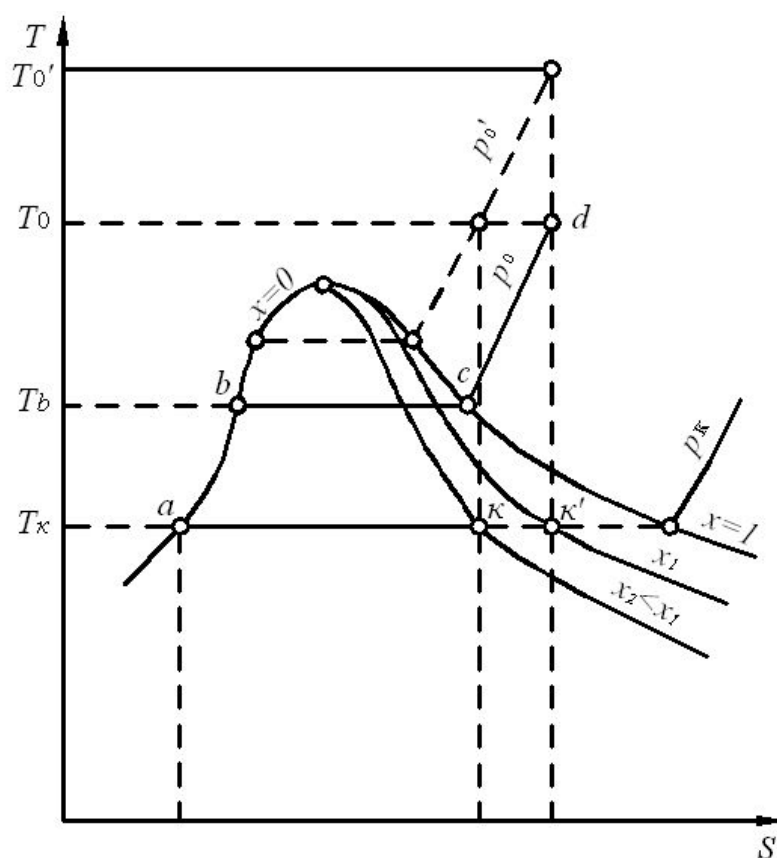


Рис. 1.5. Сравнение идеальных циклов с различными начальными давлениями

Понижение уровня температуры насыщения пара, поступающего в конденсатор T_k , всегда приводит к повышению экономичности теплового цикла. Температурный уровень, на котором производится отвод тепла от рабочего тела, зависит от температуры охлаждающей воды. Холодная вода, подаваемая в конденсатор, обеспечивает низкий уровень T_k . Охлаждающая вода берется или из естественных водоемов, или используется так называемое обратное водоснабжение, когда циркулирующая через конденсатор вода

охлаждается в градирнях или брызгальных бассейнах. Давление в конденсаторе p_k определяется уровнем температуры насыщения T_k . Для поддержания глубокого вакуума необходимо создать хорошие условия теплопередачи в конденсаторе — из парового пространства конденсатора эжектором отсасываются неконденсирующиеся газы.

1.2. Достижимый уровень экономичности ПТУ на современном этапе и в ближайшей перспективе. Достоинства и недостатки ПТУ по сравнению с ГТУ

Относительным внутренним КПД принято называть отношение

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0},$$

где H_i — использованный теплорепад турбины, $H_i = i_0 - i_k$; а i_k — энтальпия, которая больше i_{kt} за счет отклонения процесса расширения пара в турбине вправо от изоэнтروпы.

Отношение

$$\eta_i = \frac{H_i}{q_1}$$

называется абсолютным внутренним КПД, который характеризует эффективность превращения тепла в работу во всей турбоустановке.

Из последних двух соотношений следует, что

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}.$$

Электрический КПД турбоагрегата можно определить как произведение

$$\eta_{\varepsilon} = \eta_t \eta_{oi} \eta_{\varepsilon\Gamma} \eta_m,$$

где $\eta_{\varepsilon\Gamma}$ — КПД электрического генератора, учитывающий потери в обмотках электрогенератора; η_m — механический КПД турбоагрегата, учитывающий потери мощности на преодоление сил трения в подшипниках турбины и электрогенератора.

Механический КПД и КПД электрического генератора достаточно

велики и составляют 0,96–0,99. Поэтому электрический КПД η_e в основном определяется термическим КПД η_t и относительным внутренним КПД η_{oi} . Увеличение одного из них не всегда ведет к увеличению экономичности, так как второй из них может уменьшаться.

Паротурбинная установка представляет собой только часть конденсационной электростанции и ее КПД характеризует эффективность преобразования тепла, подведенного к ней, в электрическую энергию. Однако для того, чтобы получить это тепло, необходимо сжечь топливо в котле, получить тепло в виде горячего пара и подвести его к турбине. При этом возникают потери тепла из-за неполного сгорания, из-за остывания пара в подводящих паропроводах и т. д.

В результате на ТЭС в зависимости от вида топлива, начальных и конечных параметров, тепловой схемы и других причин в электрическую сеть передается только около 40 % энергии топлива. При этом часть энергии приходится заимствовать из сети обратно для питания электродвигателей питательных, циркуляционных и других насосов, для зарядки резервных аккумуляторных батарей и т. д. (собственные электрические нужды станции). В результате в зависимости от параметров пара, вида топлива, режима работы, времени года и т. д. абсолютный КПД электростанции составляет всего 35–37 %. Эту величину для конденсационной электростанции с равным успехом можно называть КПД электростанции и коэффициентом использования топлива.

В настоящее время мировое паротурбостроение развивается по пути дальнейшего совершенствования выпускаемого оборудования. Для тепловых электростанций выпускаются турбины, начальные параметры пара (давление и температура) в которых в основном стабилизировались. Применяются как докритические, так и сверхкритические параметры пара преимущественно с однократным промежуточным перегревом. Максимальная единичная мощность одновальной турбоустановки для ТЭС не превышает 1200 МВт,

двухвальной – 1300 МВт. Однако двухвальные турбины не нашли широкого применения. В то же время турбостроительные фирмы ведут работы по дальнейшему повышению начальных параметров пара и температуры пара после промежуточного перегрева.

Долгие годы соперничают между собой ПТУ и газотурбинные (ГТУ) установки. Господство ПТУ в крупной стационарной энергетике пока практически (если не считать пиковые нагрузки) безраздельно, хотя и ведутся работы по расширению применения мощных ГТУ. Последние, наоборот, не уступают ПТУ на транспорте, если не считать некоторые крупные морские суда.

По экономичности ГТУ заметно уступают ПТУ, главным образом вследствие трудностей использования низкотемпературной части цикла (не говоря уже о необходимости расходовать большую часть вырабатываемой мощности на привод компрессора). Считается, что ГТУ начинает превосходить ПТУ по экономичности при максимальных температурах цикла более 700 °С.

Кроме того, используются достоинства ПТУ и ГТУ с взаимной компенсацией их недостатков. Эффективный КПД ПТУ достигает 42 %, ГТУ – приближается к 35 %, комбинированных парогазовых установок (ПГУ) – до 42–65 %.

Единичная мощность ПТУ, поднявшись до 1300 МВт, продолжает расти, так как при этом удешевляется строительство, уменьшаются эксплуатационные расходы и удельный расход топлива.

Дальнейшее существенное повышение КПД ПТУ и ГТУ зависит от успехов в создании таких жаростойких материалов для лопаток турбин и других элементов установок, которые позволили бы отодвинуть температурный предел нагрева рабочего тела вплоть до оптимума – 2000 К.

Остается тщательно оценить, что дороже: потеря 15 % КПД эквивалентного цикла Карно (снижение эффективного КПД ~ в 2 раза меньше) или же те потери энергии и средств на дорогостоящие материалы и устройства,

которые будут необходимы для эксплуатации установок с ПТУ или ГТУ и вспомогательным оборудованием.

Теплоэнергетика на органическом топливе («огневая») базируется в настоящее время на ПТУ, ГТУ и парогазовых установках (ПГУ). ПТУ обычно обеспечивают основную нагрузку, ГТУ – чаще пиковую, а многовальные ПГУ с отдельными паровой и газовой турбинами – и ту и другую.

Высокий КПД (до 65 % против 40–42 % ПТУ и 30–35 % ГТУ) и возможность использовать для работы обеих турбин угольное топливо делают ПГУ весьма перспективными.

Промышленность выпускает ПТУ в виде готовых энергоблоков, состоящих из одного или двух (для повышения надежности) котлоагрегатов, которые обеспечивают паром одну турбину. В ПТУ параметры пара достигли значений: начальная температура – 540–565 °С, давление – 240–250 бар.

В России и за рубежом построены опытно-промышленные ПТУ с начальными параметрами 300–350 бар и 600–650 °С.

Карнотизация цикла в ПТУ, вследствие специфики парообразования и конденсации, протекающих при постоянной температуре, на насыщенном паре максимальна (сжатие пара в компрессоре вместо подачи конденсата насосом ведет к существенному снижению эффективного КПД и мощности ПТУ, делает установку громоздкой).

Регенерация в ПТУ доведена до экономически целесообразного предела.

В ГТУ запас возможностей повышения эффективности за счет карнотизации гораздо выше, чем в ПТУ, поскольку процессы подвода и отвода тепла здесь далеки от изотермических, а температуры отработавших газов очень высоки – 300–400 °С.

Так, с увеличением мощности блока ПТУ с 600 до 1800 МВт стоимость строительства уменьшилась на 12 %, эксплуатационные расходы – на 3 %, удельный расход топлива – на 3 %.

Главное из них – прочность лопаток последних ступеней, достигающих уже 900–1500 мм и больше, при частоте вращения 1500–3600 об/мин (ПТУ).

ПГУ выполняются по различным схемам, но все они преследуют одну цель – расширить температурный интервал за счет высокотемпературной газотурбинной «надстройки», а также соединить другие достоинства ПТУ и ГТУ.

1.3. Термодинамические циклы и тепловые схемы газотурбинных установок

Газовые турбины могут использоваться в самых различных областях промышленности:

- для привода электрических генераторов ТЭС и электропоездов;
- для привода газовых нагнетателей газоперекачивающих станций на магистральных газопроводах;
- для привода турбовинтовых и турбореактивных двигателей самолетов;
- для привода винтов речных и морских судов;
- для привода воздуходувок, насосов, вентиляторов и эксгаустеров металлургических заводов и других промышленных предприятий;
- в качестве двигателя теплогазотурбовозов, а также на нефтеперерабатывающих заводах и других предприятиях.

Мы будем рассматривать только стационарные ГТУ, работающие с постоянным числом оборотов.

В ГТУ, также, как и в ПТУ, используется твердое, жидкое и газообразное топливо. В ГТУ применяется два типа рабочих циклов: *разомкнутый* (открытый) и *замкнутый*.

В ГТУ с замкнутым циклом (рис. 1.6) в отличие от двигателей внутреннего сгорания подготовка рабочего тела и его использование разделены по месту и времени. Газ при низких температуре и давлении поступает в компрессор K , где сжимается и направляется в газовый котел $ГК$. В котле, в котором сжигается органическое топливо, сжатый газ нагревается до высокой температуры. Подогретый газ высокого давления направляется в газовую турбину $ГТ$, где, расширяясь, совершает работу, передаваемую на вал

установки. Часть работы затрачивается на привод компрессора, а остальная полезно используется для выработки электроэнергии в электрогенераторе ЭГ, отпускаемой потребителям.

Рабочее тело (газ) после ГТ охлаждается в охладителе и передает теплоту воде или окружающему воздуху. Затем газ снова поступает в компрессор, и процесс снова повторяется.

В ГТУ с замкнутым циклом в качестве рабочего тела можно использовать любой газ, а в газовом котле помимо газообразного – и твердое топливо. Кроме того, в замкнутом цикле давление воздуха перед компрессором может быть значительно выше атмосферного, следовательно, возможна работа при более высоких давлениях с меньшими объемами газа и уменьшенными габаритными размерами установки. Мощность ГТУ замкнутого цикла может изменяться из-за количества газа и изменения давления в элементах установки. Недостатки такой ГТУ – сложные и громоздкие конструкции газового котла и охладителя, ограниченная температура газа перед газовой турбиной, связанная с условиями жаропрочности металла поверхностей теплообмена в котле.

Эти недостатки отсутствуют в ГТУ с разомкнутым циклом. На рис. 1.7 приведены наиболее часто встречающиеся простейшие тепловые схемы таких ГТУ:

- одновальная ГТУ (рис. 1.7, а);
- одновальная ГТУ с регенерацией (рис. 1.7, б);
- двухвальная ГТУ с промежуточным охлаждением (ПО) циклового воздуха и промежуточным перегревом газов (ПП) при их расширении

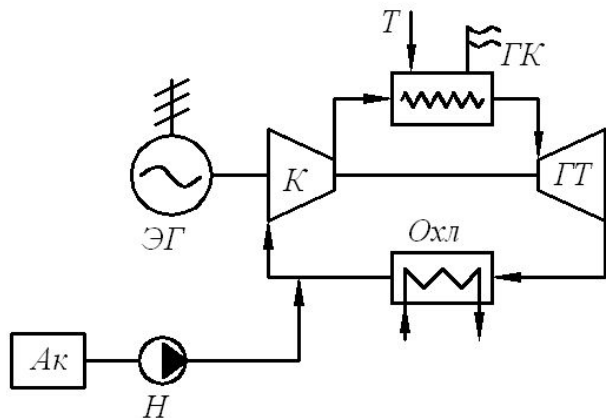


Рис. 1.6. Газотурбинная установка с

замкнутым циклом: Т – топливо;

К – компрессор; Охл – охладитель газа;

ЭГ – электрогенератор; ГК – газовый котел;

Ак – аккумулятор рабочего тела; Н – насос

(рис. 1.7, в) с регенерацией или без нее;

- двухвальная ГТУ с силовой турбиной (рис. 1.7, з);

- двухвальная ГТУ с промежуточным охлаждением и подогревом топлива, с термохимической рекуперацией топливного газа и впрыском пара (проект с новыми техническими решениями) (рис. 1.7, д) и др.

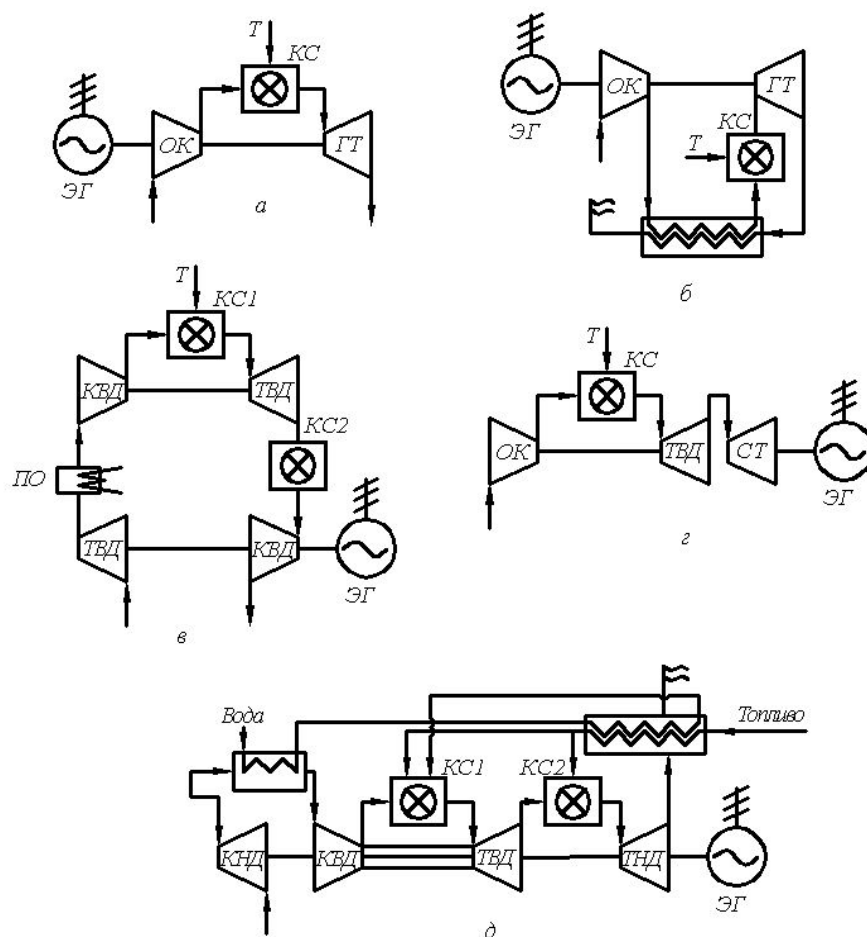


Рис. 1.7. Простейшие тепловые схемы ГТУ разомкнутого цикла: ОК – осевой компрессор; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор; КНД, КВД – компрессоры низкого и высокого давления; ТВД, ТНД – турбины высокого и низкого давления; КС1, КС2 – камеры сгорания первой и второй ступени; СТ – силовая турбина; Т – топливо

Наиболее широкое применение получили простые одновальные ГТУ разомкнутого цикла без регенерации рабочего тела (рис. 1.7, а).

Принципиальная схема простейшей одновальной ГТУ представлена на рис. 1.8, а.

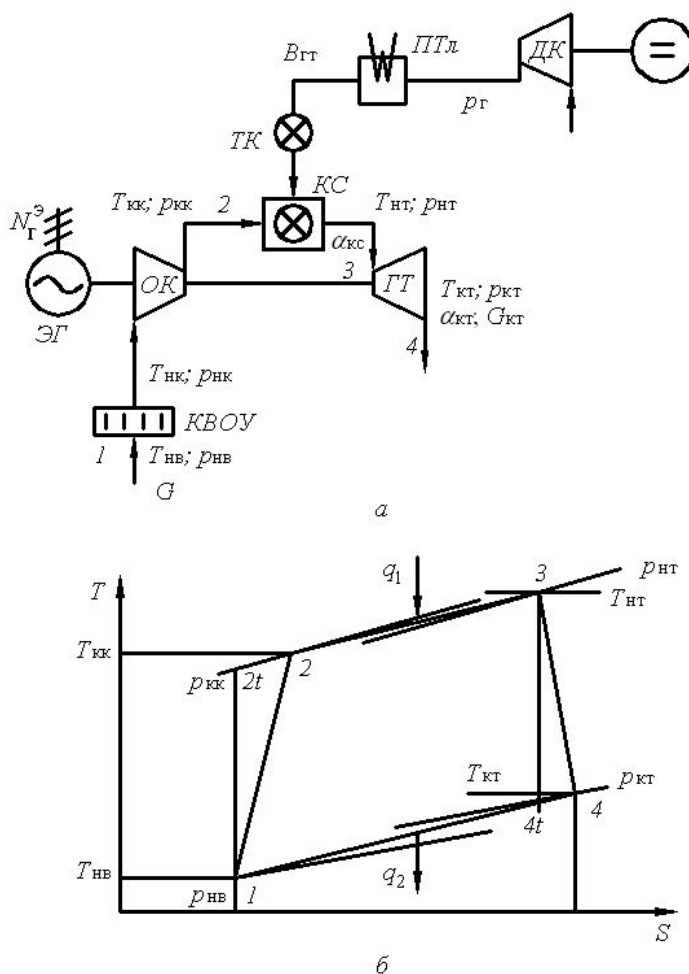


Рис. 1.8. Принципиальная тепловая схема простейшей одновальной ГТУ (а), термодинамический цикл Брайтона в TS -диаграмме (б)

Преобразование химической энергии подводимого органического топлива в электрическую энергию осуществлено в пределах одной компактной установки в отличие от более сложных паросиловых установок.

Особенностью ГТУ является использование в качестве рабочего тела атмосферного воздуха, поступающего в осевой компрессор ОК. Засасываемый компрессором воздух сжимается в нем (процесс 1-2 на рис. 1.8, б) и вводится при соответствующей температуре и давлении $T_{кк}$ и $p_{кк}$ в камеру сгорания КС ГТУ. Сюда же подводится органическое топливо (газ или жидкое топливо). Давление газа в подающей магистрали $p_{маг}$ повышается дожимающим компрессором ДК до необходимого давления $p_{г}$. Одновременно возможен подогрев топлива в подогревателе ПТЛ до температуры $t_{г}$ для повышения

эффективности процесса. Через топливные клапаны TK топливо вводится в камеры сгорания ГТУ, где сгорает в среде сжатого подогретого воздуха (процесс 2-3). Там же формируется начальная температура газов перед ГТ $T_{нт}$, обеспечиваемая повышенным избытком воздуха в газах за камерой сгорания $\alpha_{кс}$.

Начальное давление газов $p_{нт}$ зависит от давления воздуха за компрессором и является величиной переменной. В газовой турбине газы расширяются до конечного давления $p_{кт}$ (процесс 3-4), близкого к атмосферному, и удаляются через дымовую трубу. При охлаждении рабочего тела в охладителе в ГТУ с замкнутым циклом и в атмосфере для ГТУ с разомкнутым циклом энергия не затрачивается и не получается. Поэтому разомкнутый процесс ГТУ без ущерба для точности расчета энергетического эффекта можно условно замкнуть изобарой охлаждения (процесс 4-1).

Вследствие расхождения изобар с возрастанием температур средняя разность температур газов при расширении Δt_2 заметно выше средней разности температур воздуха при его сжатии Δt_1 (рис. 1.9).

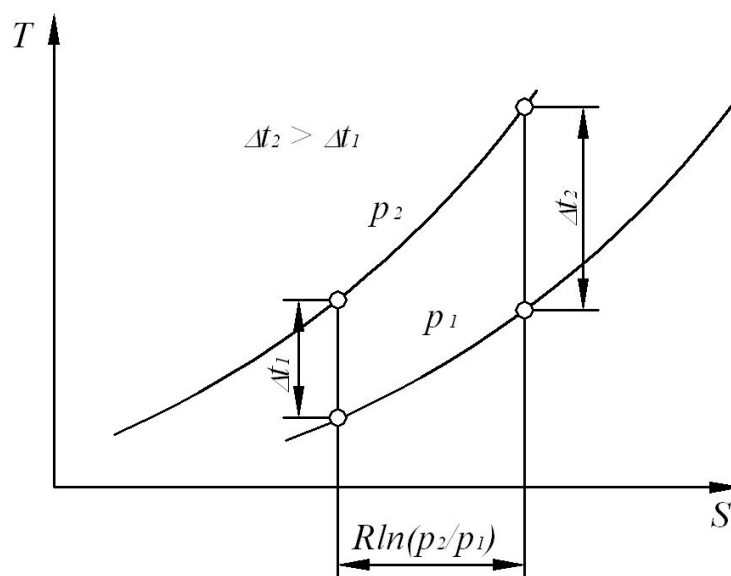


Рис. 1.9. Особенности сжатия и расширения рабочего тела в технологическом процессе ГТУ

Следовательно, мощность, развиваемая ГТ, выше той, которую потребляет компрессор. Эта разница обеспечивает полезную мощность ГТУ в

виде электрической мощности на выводах генератора (ЭГ) $N_{\Gamma}^{\text{э}}$.

1.4. Способы повышения термического КПД ГТУ. Достижимый уровень экономичности ГТУ на современном этапе и в ближайшей перспективе

Увеличение начальной температуры газа перед турбиной является весьма сильным средством повышения экономичности ГТУ. Повышение температуры T_1 на 50 °С увеличивает абсолютное значение η_i приблизительно на 2 %. Поэтому ясно, насколько важно стремиться выполнять ГТУ с высокой температурой газов перед турбиной. Однако повышение этой температуры ограничивается прочностью металлов, которая снижается при высоких температурах.

Температура окружающего воздуха на входе в компрессор T_3 оказывает также сильное влияние на экономичность ГТУ. Чем меньше эта температура, тем выше КПД ГТУ, поскольку η_i возрастает с увеличением $\tau = T_1/T_3$.

На основании изложенного ясно, что при неизменной температуре T_1 работа ГТУ в районах с низкой средней годовой температурой воздуха более экономична, чем в местности с высокой температурой воздуха. По тем же причинам в зимнее время КПД ГТУ оказывается более высоким, чем летом.

С момента начала работы первой в мире ГТУ не прекращались попытки оптимизировать ее характеристики с целью увеличить ее эффективность и экономичность. Первые усилия были направлены на карнотизацию термодинамического цикла Брайтона.

Существует ряд способов повышения экономичности ГТУ:

- применение регенерации тепла отработавших в турбине газов;
- ступенчатое сжатие воздуха с промежуточным его охлаждением;
- применение ступенчатого расширения с промежуточным подогревом рабочего газа;
- создание сложных и многовальных установок, что дает возможность повысить экономичность ГТУ особенно при работе на частичных нагрузках;

- создание комбинированных установок, работающих по парогазовому циклу.

Все эти мероприятия необходимо комплексно проанализировать и проработать.

Вследствие того, что от 50 до 70 % мощности ГТ используется для привода компрессора, необходимость совершенствования технологического процесса очевидна. Например, 1 %-ное снижение экономичности газовой турбины приводит к снижению полезной выходной мощности на 2–3 %. Потери давления на входе в компрессор и выходе из турбины дают похожий эффект. Это особенно важно при введении внешнего промежуточного охлаждения или утилизации теплоты выходных газов.

Основная идея регенерации – это снижение расхода топлива за счет сокращения потерь теплоты с уходящими газами. Основные потери в газотурбинной установке – это потери теплоты с уходящими газами, которые составляют 60...70 %, а иногда и более процентов от подводимой с топливом энергии. В простой ГТУ газы, покидающие турбину, имеют высокую температуру (400...450 °С). Поэтому экономичность ГТУ существенно повысится, если применить регенерацию теплоты, то есть использовать часть уходящей теплоты для подготовки сжатого воздуха, поступающего в камеру сгорания.

Воздух после компрессора пропускается через регенератор, который представляет собой теплообменный аппарат поверхностного типа. Туда же после газовой турбины направляются отработавшие газы, которые отдают часть своего тепла воздуху и затем удаляются в атмосферу. В регенераторе температура воздуха повышается на 180...250 °С, так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере сгорания, при этом уменьшается, экономичность ГТУ возрастает по сравнению с экономичностью простой ГТУ без регенерации. Подогретый воздух далее поступает в камеру сгорания.

Температуру воздуха за компрессором можно в пределах повысить до температуры уходящих газов ГТ. Такой теоретически предельный режим соответствует степени регенерации теплоты $\sigma = 1$. Иначе говоря, *степенью регенерации* называется отношение количества теплоты, действительно переданного воздуху в регенераторе, к тому количеству теплоты, которое было бы передано при нагреве воздуха до температуры газов, уходящих из турбины.

При повышении степени регенерации σ оптимальная степень повышения давления π_{opt} снижается. Это облегчает проектирование компрессора; при значениях $\sigma = 0,4 \dots 0,5$ влияние регенерации на КПД ГТУ становится малоэффективным. При $\sigma > 0,5$ с увеличением степени регенерации экономичность ГТУ соответственно возрастает за счет уменьшения затраты топлива в камере сгорания.

Величина σ практически определяется поверхностью нагрева F регенератора. Эта зависимость установлена проф. В. В. Уваровым:

$$F = M_B \cdot \frac{C_p}{K} \cdot \frac{\sigma}{1 - \sigma},$$

где M_B – массовый расход воздуха через регенератор, кг/с; C_p – массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·град); K – коэффициент теплопередачи в регенераторе, Вт/(м²·град).

Если σ увеличивается от 0,5 до 0,75, то F увеличивается в 3 раза.

У большинства современных ГТУ с регенерацией обычно $\sigma = 0,6 \dots 0,8$. При этом экономия в расходе топлива за счет регенерации составляет примерно 22...28 %. На практике известны ГТУ с $\sigma = 0,91$ (регенератор фирмы "Эшер-Висс") и гелиевые регенераторы с $\sigma = 0,95$. Здесь нужно иметь в виду, что при $\sigma > 0,8$ поверхность нагрева регенератора, а следовательно, его габариты и вес, получаются обычно очень большими. Выбор оптимального σ производится на основе технико-экономического расчета с учетом всех влияющих факторов.

КПД ГТУ с регенерацией теплоты в настоящее время составляет примерно 25...29 %, в то время как без регенерации 20...23 %. Повышение КПД на 4...5 %, например, для одного агрегата ГТК-10, позволит сэкономить 140...180 м³/ч топливного газа, или 0,9...1,1 млн. м³ в год.

Основная идея ГТУ со ступенчатым сжатием с промежуточным охлаждением – это уменьшение затрачиваемой работы на сжатие воздуха в компрессоре и увеличение работы, получаемой при расширении рабочего газа в турбине.

Из термодинамики известно, что затрачиваемая работа на сжатие газа при прочих равных условиях будут наименьшей, если процесс осуществляется изотермически. Но для этого необходимо интенсивно и непрерывно подводить теплоту q от воздуха на протяжении всего процесса сжатия, что конструктивно, то есть практически, невозможно осуществить.

Для того чтобы приблизить процесс к изотермическому и тем самым уменьшить затрачиваемую работу, применяется ступенчатое сжатие с охлаждением воздуха после каждой ступени в промежуточных холодильниках.

Очевидно, что чем больше таких ступеней с холодильниками, тем ближе к изотермическому станет и процесс сжатия.

Конструктивно ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением можно осуществить в двухкомпрессорном двигателе. Воздух после первой ступени сжатия в компрессоре низкого давления направляется в промежуточный холодильник и охлаждается там.

Затем воздух поступает в компрессор высокого давления и происходит вторая ступень сжатия. Однако установки при использовании ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением будут все более дорогими и сложными по мере увеличения числа ступеней, кроме того, будут возрастать потери за счет дополнительных гидравлических сопротивлений; так как при этом воздух на выходе из компрессора имеет более низкую температуру, то надо подводить

большее количество топлива в камеру сгорания для достижения максимальной температуры цикла T_1 .

Внутренний КПД ГТУ с промежуточным охлаждением:

$$\eta_i^{\text{ox}} = \frac{L_i}{q_{\text{КС}}} = \frac{L_T \cdot \eta_T^i - (L_{\text{К1}} / \eta_{\text{К1}} + L_{\text{К2}} / \eta_{\text{К2}})}{q_{\text{КС}}},$$

где L_i – полезная внутренняя работа ГТУ, равная разности между работой турбины и работой обоих компрессоров; $q_{\text{КС}}$ – удельный расход теплоты в камере сгорания; $L_{\text{К1}}$ и $L_{\text{К2}}$ – работа изоэнтропного сжатия компрессоров; L_T – работа изоэнтропного расширения в турбине.

КПД такой ГТУ немного выше, чем КПД простой ГТУ. Главным здесь является повышение полезной работы 1 кг рабочего газа ГТУ, что приводит к тому, что заданную мощность турбины можно получить при меньшем общем количестве воздуха в цикле ГТУ, а это, в свою очередь, приводит к снижению веса, стоимости и уменьшению габаритов установки в целом.

Повышение экономичности, снижение удельного расхода воздуха и газа, а, следовательно, увеличение единичной мощности, могут быть достигнуты также при помощи ступенчатого расширения с промежуточным подводом теплоты в камерах сгорания, расположенных последовательно по ходу газа между турбинами. В этом случае процесс расширения приближается к изотермическому.

Только при больших ($\pi > 5$) степенях повышения давления имеет место увеличение внутреннего КПД ГТУ со ступенчатым подводом теплоты.

Например, схема с двухступенчатым подводом теплоты (расширением) и одноступенчатым сжатием без регенерации теплоты практически убыточна, так как в этом случае для достижения наивыгоднейшего режима необходимо обеспечить высокую степень повышения давления, что трудно осуществить и термодинамически невыгодно в условиях одноступенчатого сжатия.

Максимальный КПД установки с помощью карнотизации цикла достигается утилизацией (регенерацией) теплоты в комбинации с использованием промежуточного охладителя воздуха в компрессоре,

оптимизированного для максимальной мощности. С этой целью промежуточный охладитель должен делить компрессор на две секции, каждая из которых должна обеспечить примерно равную степень повышения давления (рис. 1.10).

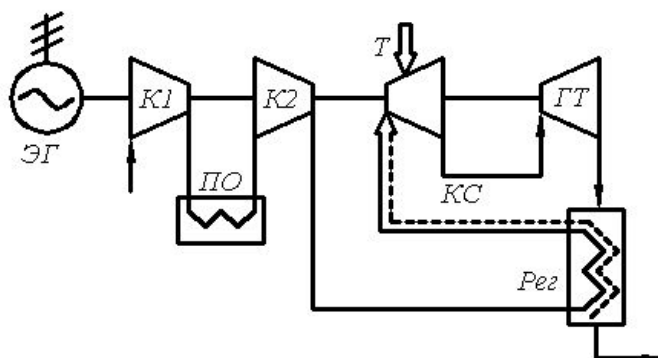


Рис. 1.10. Карнотизация газотурбинного процесса с применением промежуточного охлаждения и регенеративного подогрева воздуха

В действительности эффективность регенерации теплоты значительно уменьшается из-за большого объема охлаждающего воздуха, требуемого для современных ГТУ, в которых рабочее тело имеет высокую температуру. К тому же стоимость установки регенератора очень высока.

Различные сложные ГТУ были построены как по открытому, так и по закрытому циклу, часть из них находится в работе или в рабочем состоянии уже несколько десятков лет.

В конечном счете вместо охлаждения и подогрева воздуха в регенераторе с большим преимуществом было реализовано использование теплоты выходных газов ГТУ для генерации пара в котлах-утилизаторах, что позволило вырабатывать в паровой турбине дополнительную мощность. Таким образом, появились комбинированные ПГУ.

1.5. Термодинамические циклы парогазовых установок. Варианты использования теплоты выходных газов

К числу мероприятий, направленных на повышение экономичности тепловых электростанций, является разработка и создание комбинированных

установок с паровыми и газовыми турбинами – парогазовых (ПГУ) и газопаровых (ГПУ) установок (в дальнейшем во всех случаях ПГУ).

Комбинирование ПТУ и ГТУ в одном тепловом цикле позволяет сочетать высокотемпературный (в ГТУ) подвод и низкотемпературный (в конденсаторе ПТУ) отвод теплоты и в результате обеспечивает получение высокого термического КПД η_t цикла, а следовательно, высокую экономичность производства электроэнергии.

ПГУ характеризуются значительно более высокими показателями, чем современные паротурбинные блоки и даже перспективные ГТУ.

По сравнению с ПТУ в ПГУ достигаются:

- снижение расхода топлива (КПД преобразования энергии топлива при применении ПГУ в зависимости от схемы включения ГТУ в нее может быть повышен существенно – до 10 % и более – по сравнению с КПД ПТУ);
- относительно низкая удельная стоимость;
- быстрый пуск;
- большая мощность с единицы площади, занимаемой установкой;
- повышенная надежность (возможность автономной работы ГТУ и ПТУ при выходе из строя одной из частей установок некоторых типов);
- высокая приемистость;
- значительно более низкий уровень токсичности отработавших продуктов сгорания (ОГ), снижение тепловых выбросов.

Поскольку КПД ПГУ выше, чем КПД традиционных ПТУ и ГТУ, то при их применении возрастает выработка энергии на единицу израсходованного топлива и, следовательно, снижается вредное тепловое воздействие на окружающую среду.

В энергетике реализован ряд тепловых схем ПГУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе, классификация которых будет описана в следующей главе.

Наиболее перспективная и широко распространенная в энергетике парогазовая установка – это *ПГУ с котлом-утилизатором* (КУ), которая

отличается простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. Эти ПГУ – единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме отпускают потребителям электроэнергию с КПД 55–60 %.

Простейшая тепловая схема ПГУ с КУ представлена на рис. 1.11, а термодинамический цикл Брайтона-Ренкина изображен на рис. 1.12. Выходные газы энергетической ГТУ поступают в КУ, где большая часть их теплоты (процесс 4-5) передается пароводяному рабочему телу. Генерируемый в КУ пар направляется в ПТУ, где вырабатывается дополнительное количество электроэнергии. Отработавший в паровой турбине пар конденсируется в конденсаторе ПТУ, конденсат с помощью насоса подается в КУ.

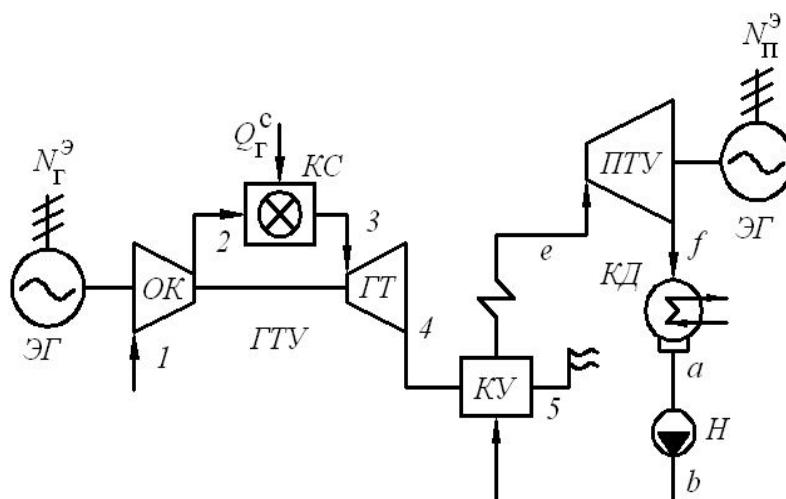


Рис. 1.11. Простейшая тепловая схема ПГУ с КУ: ОК – осевой компрессор; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор; ГТУ – газотурбинная установка; КУ – котел-утилизатор; ПТУ – паротурбинная установка; КД – конденсатор; Н – насос; $N_{Г}^э, N_{П}^э$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ; $Q_{Г}^с$ – теплота сжигаемого в

ГТУ топлива

Потеря теплоты с выходными газами ограничивается только площадью $1'-1-5-5'$. Для максимальной утилизации теплоты этих газов в КУ поддерживают минимальные значения температурных напоров Θ_1 и Θ_2 .

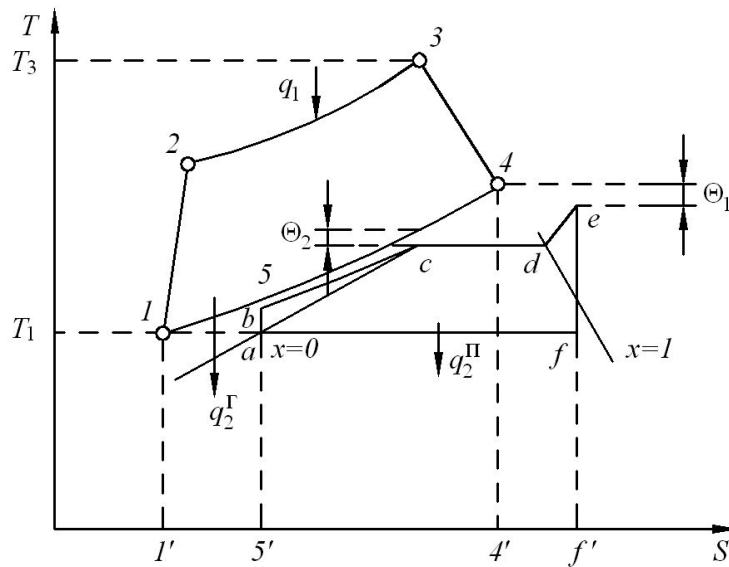


Рис. 1.12. Термодинамический цикл Брайтона-Ренкина в TS -диаграмме:

Θ_1, Θ_2 – недогревы среды; q_1 – удельное количество подводимой в ГТУ теплоты;

q_2^Γ, q_2^Π – удельное количество отводимой теплоты соответственно в конденсаторе с паром и в атмосферу с газами

Тепловая схема генерации пара в КУ с использованием теплового потенциала выходных газов ГТУ представлена на рис. 1.13 вместе с QT -диаграммой передачи теплоты от газов к пароводяному рабочему телу. Для КУ принимают минимальные значения температурного напора Θ (pinch point – «пинч пойнт») на холодном конце испарителя, используют в качестве поверхностей нагрева трубы с наружным оребрением и обеспечивают глубокое охлаждение выходных газов ГТУ до уровня 80–130 °С, что значительно повышает экономичность ПГУ.

Уменьшение потерь теплоты с уходящими газами КУ q_1^Γ и в конденсаторе ПТУ q_2^Γ повышает экономичность ПГУ.

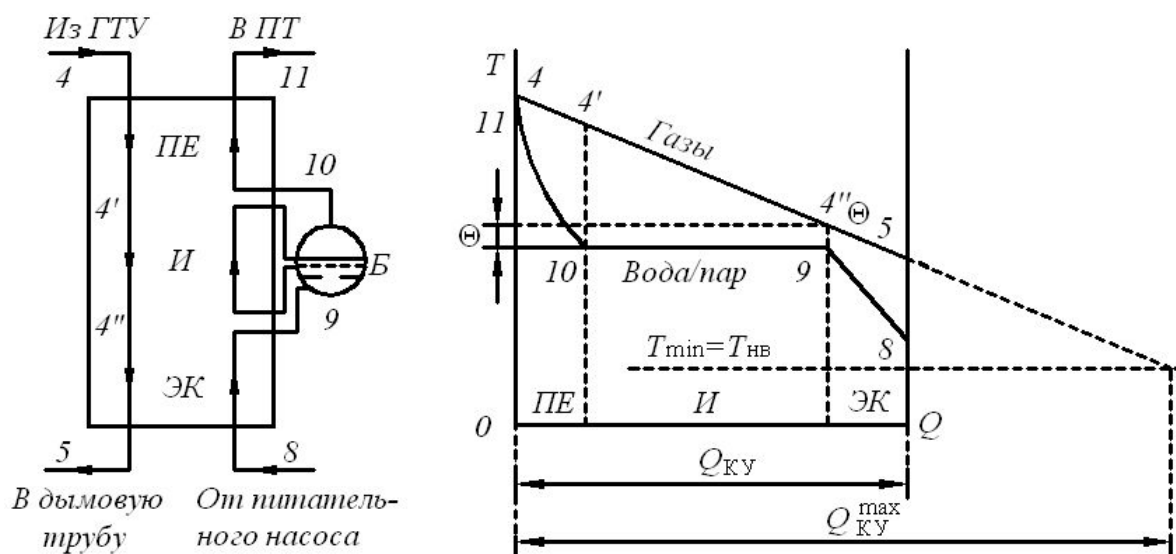


Рис. 1.13. QT-диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе:

ПЕ – пароперегреватель; И – испаритель; ЭК – экономайзер; Б – барабан

Схема тепловых потоков ПГУ с КУ приведена на рис. 1.14, где выделены отдельные ее элементы и существующие технологические связи.

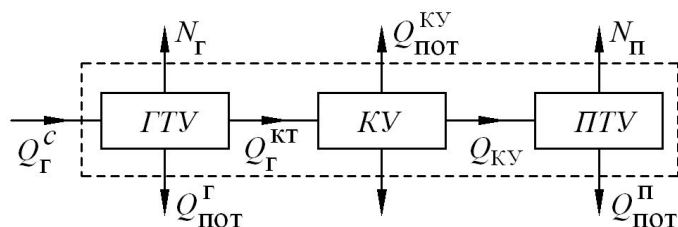


Рис. 1.14. Схема тепловых потоков ПГУ с КУ

Анализ термодинамического цикла Брайтона-Ренкина позволяет получить выражение для внутреннего КПД ПГУ с КУ [1]

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ПГУ}} &= \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{Г}}^c} = \frac{N_{\text{Г}} + N_{\text{П}}}{Q_{\text{Г}}^c} = \eta_{\text{Г}} + \frac{N_{\text{П}}}{Q_{\text{Г}}^c} = \eta_{\text{Г}} + \frac{N_{\text{П}}}{Q_{\text{КУ}}} \frac{Q_{\text{КУ}}}{Q_{\text{Г}}^c} = \\ &= \eta_{\text{Г}} + \eta_{\text{П}} \frac{Q_{\text{Г}}^c - N_{\text{Г}} - \sum Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{Г}}^c} = \eta_{\text{Г}} + \eta_{\text{П}} (1 - \eta_{\text{Г}} - \sum q_{\text{пот}}), \end{aligned}$$

где $N_{\text{ПГУ}}$ – внутренняя мощность ГТУ; $Q_{\text{Г}}^c$ – теплота сжигаемого в КС ГТУ

топлива; $Q_{\text{КУ}}$ – теплота пара КУ, поступающего в ПТУ; $\sum Q_{\text{пот}}$, $\sum q_{\text{пот}}$ – абсолютные и относительные суммарные потери теплоты в ПГУ.

Следовательно,

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{Г}} + \eta_{\text{П}} - \eta_{\text{Г}}\eta_{\text{П}} - \eta_{\text{П}}\sum q_{\text{пот}}.$$

Здесь $N_{\text{Г}}, N_{\text{П}}$ – внутренняя мощность газовой и паровой установок; $\eta_{\text{Г}}, \eta_{\text{П}}$ – соответственно внутренние КПД газовой и паровой ступеней ПГУ.

КПД КУ по прямому балансу определяется как отношение теплоты выходных газов $Q_{\text{КУ}}$, использованной для генерации пара, к ее максимально возможному значению при $T_5 = T_{\text{min}} = T_{\text{нв}}$ (рис. 1.13)

$$\eta_{\text{КУ}} = Q_{\text{КУ}} / Q_{\text{КУ}}^{\text{max}}.$$

Иногда тепловой цикл без подвода теплоты топлива к пароводяному рабочему телу называют бинарным циклом ПГУ. Также используется понятие *степени бинарности* ПГУ с КУ. Значение степени бинарности – это отношение использованной теплоты выходных газов ГТУ для генерации пара в паровой ступени ПГУ к максимальной теплоте выходных газов ГТУ. В случае приближения степени бинарности к единице потери $\sum q_{\text{пот}}$ существенно ниже. В действительности степень бинарности ПГУ β с одноконтурным КУ составляет около 0,90, так как в такой установке не удастся охладить выходные газы ГТУ до температуры ниже 150 °С.

В ряде случаев в ПГУ целесообразно *дополнительное дожигание* некоторого количества топлива в среде выходных газов ГТУ. Это позволяет повысить их температуру, мощность ПГУ и стабилизировать параметры генерируемого в КУ пара.

Организация такого дожигания связана с довольно жесткими требованиями к горелочным устройствам камеры дожигания. Они должны обеспечить высокую полноту сгорания топлива, устойчивое горение при высоких скоростях набегающего потока выходных газов ГТУ, надежное воспламенение дожигаемого топлива, создание равномерного температурного

поля после горелок, их малое аэродинамическое сопротивление.

Повышение степени балластирования выходных газов ГТУ инертными газами ухудшает полноту сгорания топлива и сужает область его устойчивого горения в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Существует некая критическая точка, ниже которой горение дожигаемого топлива невозможно. По данным ВТИ, при температуре газов в пределах 400–550 °С и объемной концентрации кислорода в окислителе 13–19 % устойчивое горение возможно. При концентрации O_2 менее 15 % и температуре окислителя 100–150 °С интервал устойчивой работы горелочного устройства резко сужается. Таким образом, при условии концентрации O_2 менее 15 % и температуре $T_r < 100–150$ °С в горелки камеры дожигания необходима подача дополнительного воздуха в зоне рециркуляции.

При дожигании топлива в среде выходных газов ГТУ на входе в КУ ПГУ уровень избыточного воздуха в этих газах достаточно высок, поэтому подача атмосферного воздуха для сгорания дополнительного дожигаемого топлива не нужна. Предельно возможное использование кислорода в выходных газах ГТУ переводит ПГУ с КУ в ПГУ сбросного типа.

Горелочные элементы системы дожигания топлива размещают в газоходе рядами с одинаковыми промежутками между диффузором ГТ и КУ, что обеспечивает равномерность температурного профиля в процессе работы. Температура газов после камеры дожигания не должна превышать 750 °С во избежание повреждения корпуса котла и других элементов.

Рост КПД производства электроэнергии ПГУ возможен, если относительный прирост электрической мощности ПТУ в составе ПГУ вследствие дожигания будет больше, чем относительный прирост дополнительного количества теплоты топлива, подводимого к установке.

Увеличение расхода, генерируемого пара при дожигании, сопровождается перераспределением теплового потока газов между поверхностями нагрева КУ в соответствии с тепловыми и массовыми балансами. Увеличение расхода пара происходит не только за счет

подводимого при дожигании дополнительного количества теплоты, но и благодаря дополнительной утилизации теплоты, содержащейся в газах ГТУ.

Увеличение удельной мощности ПГУ происходит с ростом доли дожигаемого топлива и с уменьшением избытка воздуха в газах на входе в КУ после камеры дожигания. Этот процесс условно заканчивается при теоретическом исчерпании избытка воздуха в газах.

При определенных значениях давления перегретого пара имеет место некоторое повышение экономичности ПГУ. Дальнейшее увеличение степени дожигания топлива и понижение избытка воздуха в газах приводит к существенному падению экономичности. Результаты исследований Р. Кельхофера показали, что дожигание топлива и повышение температуры газов перед одноконтурным КУ до 750 °С повышают экономичность ПГУ, а дальнейший рост температуры существенно уменьшает экономичность установки.

1.6. Достижимый уровень экономичности ПГУ в настоящее время и в ближайшей перспективе

На современном этапе развития энергетического машиностроения КПД ПГУ уже приближается к максимально возможному значению (62–63 %), то есть в ближайшие 20–25 лет не произойдет существенного повышения экономичности ГТУ и ПГУ. Из этого можно сделать вывод, что сегодня в России существуют благоприятные условия для организации производства самых современных ПГУ на длительный период (20–30 лет) развития отечественной энергетики на базе отечественного и мирового машиностроения.

В связи же со срочной необходимостью перевооружения ТЭС России на базе новейших достижений мировой и отечественной энергетики, а также в связи с уже происходящим и прогнозируемым на будущее ростом стоимости газового топлива особо важным при замене устаревшего оборудования является существенное повышение тепловой экономичности электростанций,

работающих на этом топливе. Вместе с тем создание на основе лучших мировых достижений в области науки и технологий самого современного отечественного энергетического машиностроения для производства новых ПГУ мощностью от 400 до 900 МВт, строительство на ТЭС серии новых ПГУ и их эффективная эксплуатация являются необходимым важным шагом в возрождении отечественной науки, техники и энергетического машиностроения.

Существенные преимущества ПГУ по технико-экономическим показателям и должны стать основой развития отечественной энергетики.

Этот вид преобразования энергии сегодня переживает явный «бум». Хотя применяются разного типа ПГУ (и со сбросом газа в котел (с низконапорным парогенератором (НПГ)), и с высоконапорным парогенератором (ВПГ)), но наиболее эффективными и перспективными являются ПГУ с котлами-утилизаторами. На некоторых из них уже достигнут КПД нетто до 50–52 %, не в столь далекой перспективе он может возрасти до 54–55 %. Если температура газа перед турбиной недостаточна (меньше 950–1000 °С), то требуется дожигание. В этом случае используется обычная паровая турбина. Для высоких температур (более 1000 °С) оптимальной из всех видов ПГУ становится чисто бинарная схема (с КУ без дожигания). В такой ПГУ паровая турбина обычно вырабатывает половину или треть мощности всего энергоблока и по параметрам и конструкции существенно отличается от применяемых на ТЭС других видов.

В настоящее время мощные ПГУ работают главным образом на природном газе, который резервируется жидким топливом. Наряду с этим разрабатываются проекты и существуют опытные ПГУ на базе различных технологий газификации угля. Проработаны также многочисленные варианты ПГУ, использование которых обеспечит дальнейшее повышение их экономичности, уменьшение выбросов, максимальное применение действующего оборудования, повышение готовности и т. д.

Уже на сегодняшний день КПД современных ГТ 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 ПТ 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 большинство ГТ проектируется в расчете на возможность работы в составе ПГУ. При этом часто (даже в ущерб экономичности собственно ГТУ) температура уходящих газов принимается завышенной (до 600...650 °С), чтобы обеспечить возможность получения достаточно высокой температуры свежего пара для ПТ и в конечном счете повысить КПД ПГУ в целом. По мере увеличения единичной мощности ГТ и повышения их надежности ПГУ даже большой мощности (300...400 МВт и выше) начинают проектироваться с одной ГТУ и соответственно с одним КУ.

В этом случае оказывается возможным сделать ПГУ еще более компактной и дополнительно снизить капитальные затраты, выполнив и ГТ, и ПТ на одном валу с общим генератором, то есть перейти к использованию так называемых одновальных ПГУ. При этом обе турбины обычно выполняются с общей системой смазки и регулирования, вследствие чего сокращается количество другого вспомогательного оборудования.

Чаще всего мощность паровых турбин таких ПГУ по сравнению с ПТУ ТЭС и АЭС невелика. При ПГУ, состоящей из двух ГТУ и одной ПТУ, и реальных сегодня мощностях энергоблока до 500 МВт мощность одной ГТУ – до 150–200 МВт; примерно такие же предельные мощности и у паровых турбин. Однако уже есть современные газовые турбины производства Mitsubishi (Япония), Westinghouse (США) и General Electric (США) мощностью свыше 300 МВт.

Контрольные вопросы к главе 1

1. Какой цикл является наиболее совершенным в термодинамическом отношении?
2. Написать выражение для термического КПД цикла Ренкина.
3. Какого значения достигает КПД ПГУ на сегодняшний день?
4. Назовите основные области применения газовых турбин.
5. Назовите основные способы повышения экономичности ГТУ.
6. С какой целью даже в ущерб экономичности ГТУ при проектировании газовых турбин принимается завышенное значение температуры уходящих газов (до 600...650 °C)?

ГЛАВА 2. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ

Возможное значительное повышение тепловой экономичности ТЭС и ТЭЦ связывается с применением комбинированных термодинамических циклов – сочетание в одной схеме паротурбинного цикла с различными высокотемпературными циклами.

Парогазовые установки являются разновидностью комбинированных теплоэнергетических установок. Термодинамические циклы комбинированных установок состоят из двух и более простых циклов, совершаемых, как правило, разными рабочими телами в различных диапазонах изменения температуры. Циклы, осуществляемые в области более высоких температур, принято называть верхними, а в области более низких температур – нижними.

Газ и пар могут применяться в энергетической установке в виде смеси (*монарный*) или в отдельных контурах (*бинарный* цикл). Первые такие циклы были изобретены Карно в 1824 году.

Первая в мире установка, в которой рабочим телом служила смесь продуктов сгорания топлива с водяным паром, была создана в России (1892–1900) офицером Военно-морского флота П.Д. Кузьминским. Эта установка с монарным циклом, работавшая при постоянном давлении горения, предназначалась для быстроходного катера. В камере сгорания, экранированной парогенерирующим змеевиком, сжигался керосин. Смесь его продуктов сгорания с водяным паром совершала работу в турбине радиального типа. Давление воздуха на входе в камеру сгорания было около 10 ата, воды на входе в змеевик – около 50 ата. Отсутствие в то время жаропрочных сталей не позволило создать камеру сгорания и другие элементы установки, способные длительно работать при высокой температуре. КПД установки был невысок – 3 %.

В 1901–1910 гг. во Франции инженеры Арманго и Лемаль создавали газотурбинные установки на парогазовой смеси по схеме, подобной схеме

П. Д. Кузьминского. Их вторая установка при начальных параметрах газа 4 ата, 450–470 °С развивала полезную мощность 83 л.с. при КПД около 3 %. Компрессор потреблял мощность около 400 л.с. Вода впрыскивалась в камеру сгорания для снижения температуры газа.

Позднее смесь продуктов сгорания керосина с водяным паром применялась в качестве рабочего тела сначала в поршневых, а затем в турбинных двигателях торпед. Единый двигатель подводных лодок по схеме Вальтера также работает на смеси продуктов сгорания топлива с водяным паром, образующимся из окислителя топлива – перекиси водорода. В 1960 г. С. А. Христианович предложил использовать цикл на парогазовой смеси в стационарных установках большой мощности с длительным сроком службы.

Накопление опыта проектирования, производства и эксплуатации газовых турбин и разработка простых технологических конструкций высоконапорных парогенераторов создали условия для осуществления комбинированных ПГУ, в которых полезная мощность отдается потребителю и паровой и газовой турбинами.

Первые ПГУ на электростанциях начали сооружаться в начале 50-х годов XX столетия в США и Западной Европе. Это были установки небольшой мощности, которые совершенствовались в основном по мере улучшения показателей энергетических газовых турбин. За последние 30 лет ГТУ являются наиболее динамично развивающимся тепловым двигателем. За это время их единичная мощность превысила 200 МВт. КПД при автономной работе повысился с 27 до 37 % (для многовальных ГТУ до 40 %), степень сжатия увеличилась с 7 до 15–17, начальная температура газов достигла 1300–1600 °С.

Прогресс в газотурбостроении привел к существенному совершенствованию ПГУ. Повышалась их термическая эффективность, увеличивалась мощность, улучшались эксплуатационные характеристики. К концу XX столетия КПД лучших ПГУ приблизился к 60 %, а единичная мощность превысила 750 МВт. Доля ПГУ в мировой энергетике постоянно

увеличивается. До 50 % мощностей вводимых в эксплуатацию тепловых энергетических установок приходится на ПГУ.

Основные преимущества ПГУ (высокий КПД, умеренная удельная стоимость, хорошие экологические показатели, возможность быстрого поэтапного сооружения) особенно проявляются при доступности и относительно невысокой стоимости природного газа, что характерно для условий России.

Другим важнейшим условием проявления преимуществ ПГУ является возможность достижения высоких начальных температур газа в процессе расширения ГТУ.

В настоящее время в стационарной и судовой энергетике находят применение такие основные типы ПГУ, работающих по бинарному или монарному циклам:

- а) с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ);
- б) сбросного типа – с низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ);
- в) утилизационного типа с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ);
- г) с параллельной схемой;
- д) с развитым подогревом питательной воды за счет теплоты выходных газов ГТУ (ПГУ ПВ);
- е) со сжиганием твердого топлива в циркуляционном кипящем слое под давлением (ПГУ ЦКСД);
- ж) с внутрицикловой газификацией угля (ПГУ с ВЦГУ);
- з) с впрыском воды или пара (ПГУ смешения).

Первые пять типов (а-д) в списке относят к группе ПГУ, сжигающих газ или жидкое топливо, а два следующих типа (е, ж) – к ПГУ, сжигающих твердое топливо. Однако в ПГУ с НПГ выходные газы газовой турбины поступают в топку обычного котла и используются для сжигания дополнительного топлива – не только жидкого или газообразного, но, например, и угля.

2.1. Парогазовые установки с ВПГ

В тепловой схеме парогазовых установок с ВПГ паровой котел расположен в газозвушном тракте газотурбинного агрегата между компрессором и газовой турбиной. Такой котел совмещает функции камеры сгорания газотурбинного агрегата и парогенерирующего устройства паротурбинной установки. Рабочие процессы в газозвушном тракте этого котла протекают при повышенном избыточном давлении, что приводит к радикальным изменениям в его конструкции. Поэтому такие котлы называют высоконапорными парогенераторами.

Принципиальная тепловая схема ПГУ с ВПГ представлена на рис. 2.1.

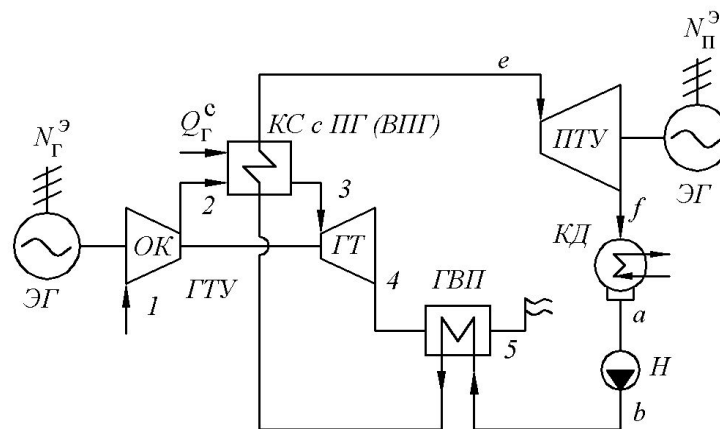


Рис. 2.1. Принципиальная тепловая схема ПГУ с ВПГ: ОК – осевой компрессор;

ГТ – газовая турбина; КС с ПГ (ВПГ) – камера сгорания с парогенератором;

ЭГ – электрогенератор; ГТУ – газотурбинная установка; ПТУ – паротурбинная установка; КД – конденсатор; Н – насос; ГВП – газоводяной подогреватель;

$N_{Г}^э, N_{П}^э$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ; $Q_{Г}^с$ – теплота сжигаемого в ВПГ

Сжатый в осевом компрессоре воздух 1 поступает в топку ВПГ, в котором осуществляется сжигание всего топлива в парогазовой установке и где расположены испарительные и перегревательные поверхности нагрева. Горение топлива и теплообмен в ВПГ происходят при давлении воздуха за компрессором ГТУ, которое в современных установках составляет 1,0–2,0 МПа. Осуществление рабочих процессов ВПГ при высоком давлении приводит к их интенсификации и значительному сокращению поверхностей

нагрева.

После ВПГ продукты сгорания топлива поступают в газовую турбину 3. Через газовую турбину проходят продукты сгорания всего топлива парогазовой установки, что при прочих равных условиях обеспечивает повышенную мощность ГТУ. После газовой турбины продукты сгорания топлива направляются в газодводяные теплообменники, где их температура понижается до требуемого для выброса уровня 5.

Для понижения температуры выходных газов газовой турбины за ней устанавливают газодводяной подогреватель (ГВП), который частично вытесняет регенерацию в паротурбинной части установки.

Идеальный термодинамический цикл этой установки в TS -диаграмме приведен на рис. 2.2. Из рисунка видно, что в ПГУ с ВПГ рабочему телу паротурбинного цикла теплота испарения $q_{\text{исп}}$ и теплота перегрева пара $q_{\text{пер}}$ передаются по изобаре 3-3' высокого давления помимо газотурбинного цикла и лишь теплота нагрева воды q_3 – через газотурбинный цикл (по изобаре 4-5).

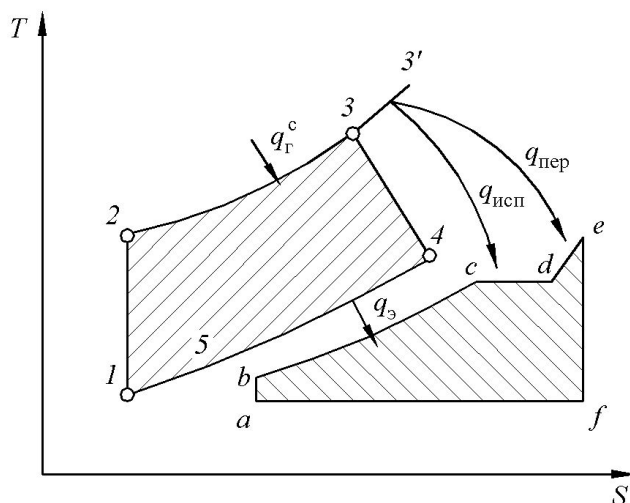


Рис. 2.2. Термодинамический цикл ПГУ с ВПГ

Серийные газотурбинные установки, как правило, не могут быть использованы в составе парогазовых установок с высоконапорными парогенераторами. В связи с увеличенным расходом продуктов сгорания топлива через газовую турбину для этих установок либо разрабатывают специальные газотурбинные агрегаты, либо реконструируют серийные. При

этом решают проблему сверхзвуковой ступени в компрессоре и задачу интенсивного охлаждения лопаточного аппарата турбины. Доля ГТУ в суммарной мощности ПГУ с ВПГ составляет обычно 15–30 %.

Основными причинами, по которым ПГУ с ВПГ не получили широкого распространения, являются сложность в создании и эксплуатации газоплотного котла, работающего под давлением газового потока 0,8-1,2 МПа, большой расход продуктов сгорания через газовую турбину и эрозионный износ лопаточного аппарата твердыми частицами топливных окислов металла.

В бывшем СССР, а позднее в России накоплен определенный опыт создания ПГУ с ВПГ. В 60-70-х годах были сооружены четыре таких парогазовых установки: одна с ВПГ типа ВПГ-50 головного энергоблока ПГУ-120 и три модернизированных энергоблока с ВПГ-120 на филиале «ТЭЦ-2» ОАО «ТГК-1» (ОАО «Ленэнерго»). Парогазовая установка мощностью 200 МВт, созданная на базе ГТ-35-770 и К-160-130 ПО ХТЗ и ВПГ-450 ЦКТИ-ТКЗ на параметры пара 12,8 МПа и 565/565 °С, была сооружена в филиале «Невинномысская ГРЭС» ОАО «ОГК-5» в 1969 г. В этой установке в номинальном режиме условный расход газового топлива составляет 320 г/(кВт·ч).

2.2. Парогазовые установки с НПГ или сбросного типа

К ПГУ, получившим достаточно широкое распространение, относятся ПГУ со сбросом газов в котел, или сбросные ПГУ. Иногда их называют ПГУ с низконапорным парогенератором или ПГУ с котлами полного горения.

Идеальный цикл ПГУ с НПГ в TS -диаграмме показан на рис. 2.3. В ПГУ этого типа теплота испарения воды $q_{\text{исп}}$ и теплота перегрева пара $q_{\text{пер}}$ передаются рабочему телу парового контура по изобаре 4-4' низкого давления газового контура.

Принципиальная тепловая схема ПГУ с НПГ представлена на рис. 2.4.

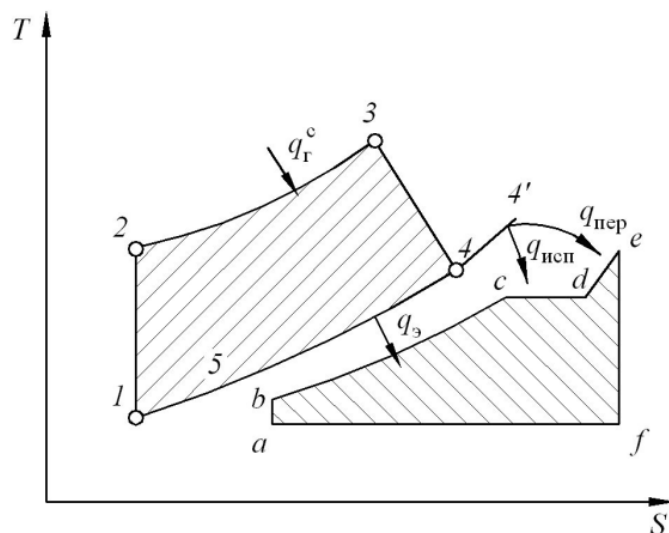


Рис. 2.3. Термодинамический цикл ПГУ с НПГ

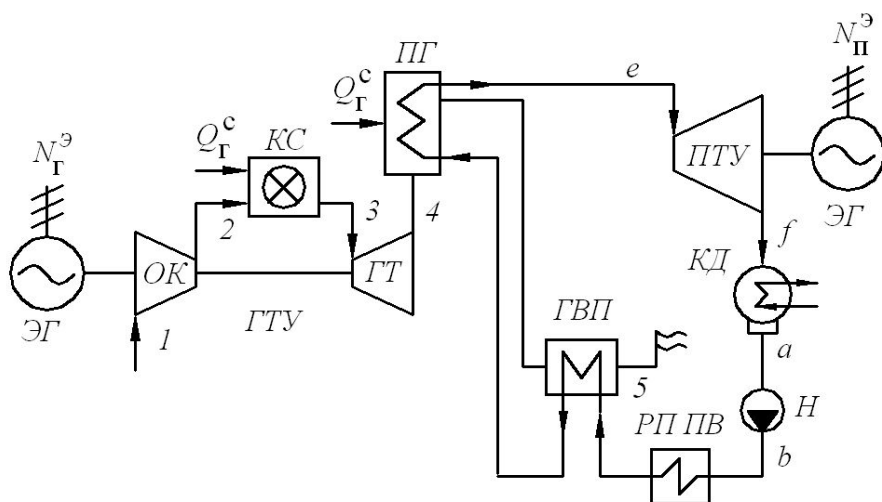


Рис. 2.4. Принципиальная тепловая схема ПГУ с НПГ: ОК – осевой компрессор; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; ПГ – парогенератор; ЭГ – электрогенератор; ГТУ – газотурбинная установка; ПТУ – паротурбинная установка; КД – конденсатор; Н – насос; ГВП – газоводяной подогреватель; РП ПВ – регенеративный подогреватель питательной воды; $N_{Г}^э, N_{П}^э$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ; $Q_{Г}^с$ – теплота сжигаемого топлива

Выходные газы газовой турбины в такой ПГУ под давлением 3–6 кПа направляются в горелки обычного энергетического парового котла, где они используются в качестве окислителя. Это обстоятельство позволяет отказаться от воздухоподогревателя котла и от дутьевых вентиляторов. В паровом котле можно сжигать органическое топливо любого вида с учетом его реакционной

способности. Для охлаждения дымовых газов котла до приемлемой температуры в его хвостовой части взамен воздухоподогревателя устанавливают теплообменник, питаемый частью основного конденсата и питательной водой ПТУ. Технологическое преимущество данной схемы ПГУ заключается в возможности обеспечить автономный режим работы газовой и паровой частей установки.

При останове газотурбинного агрегата (ГТА) паротурбинная часть парогазовой установки может работать автономно по паротурбинному циклу. На этом режиме к горелкам парового котла подают воздух от дутьевого вентилятора. Возможна также автономная работа и газотурбинного агрегата, для чего предусмотрена выхлопная труба. При переходе с режима на режим соответствующие переключения выполняют с помощью арматуры газовоздухопроводов.

В суммарной электрической мощности парогазовых установок со сбросом газов в котел доля мощности газотурбинного агрегата обычно составляет 15...35 %. Температура выхлопных газов современных энергетических ГТУ в большинстве случаев составляет 450...550 °С, а содержание кислорода в них 14...16 % по объему. Такие параметры выхлопных газов позволяют успешно использовать их в качестве как окислителя при сжигании топлива в котлах, так и теплоносителя, передающего часть теплоты и топлива ГТУ рабочему телу паротурбинной установки.

Паровые котлы, входящие в состав парогазовых установок рассматриваемого типа, от серийных паровых котлов отличаются наличием газовойдных теплообменников, устанавливаемых вместо ненужных в парогазовом цикле регенеративных подогревателей воздуха и увеличенным сечением газового тракта горелок. В ряде случаев корректируются поверхности нагрева котла.

Основные преимущества сбросных ПТУ:

- использование серийных паровых турбин большой мощности с высокими докритическими или сверхкритическими начальными параметрами и промежуточным перегревом пара;
- использование серийных газовых турбин;
- возможность автономной работы газотурбинной и паротурбинной части;
- возможность сооружения газотурбинной надстройки при реконструкции старых ТЭС, с использованием площадок и оборудования;
- возможность использования ГТУ на угольных ТЭС, что снизит относительный расход качественного топлива (газа) на выработку электроэнергии.

К недостаткам указанных установок могут быть отнесены более низкая эффективность (КПД на уровне 45–47 %) и необходимость реконструкции котлоагрегата.

2.3. Парогазовые установки утилизационного типа с котлом-утилизатором

ПГУ с КУ в настоящее время получили наибольшее распространение. В них выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор, где значительная часть теплоты передается пароводяному рабочему телу и генерируется перегретый пар, который поступает в паровую турбину. Простейшая тепловая схема ПГУ с КУ представлена на рис. 1.11, термодинамический цикл такой простейшей ПГУ изображен на рис. 1.12.

В действительности степень бинарности ПГУ с одноконтурным КУ составляет $\beta = \eta_{\text{ПГУ}} / \eta_{\text{ПГУ}(\text{max})} = 0,90$, так как в такой установке не удастся охладить выходные газы ГТУ до температуры ниже $t_{\text{yx}} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Поэтому относительно невелики расходы генерируемого пара и мощность ПТУ. Однако тепловая схема такой установки проста в эксплуатации и характеризуется низкими удельными капиталовложениями.

Выбор одноконтурной ПГУ с КУ экономически обоснован в тех

случаях, когда применяется дешевое топливо, а электростанция рассчитана на работу с пиковыми нагрузками или на применение топлива с высоким содержанием серы.

Относительное повышение экономичности ПГУ с КУ возможно путем:

- более глубокого охлаждения выходных газов ГТУ до 80-100 °С за счет увеличения числа контуров генерации пара (до 2 или 3);
- введения промежуточного перегрева пара;
- использования ГТУ с высокими начальными температурами газа перед ГТ (1300...1600 °С).

Причем надо отметить, что как раз использование в составе ПГУ мощных высокоэкономичных ГТ с высокими начальными температурами газа позволяет обоснованно вводить третий контур и промежуточный перегрев пара.

Самые высокие показатели экономичности среди ПГУ обеспечиваются в ПГУ с КУ. При работе на природном газе с номинальной нагрузкой они имеют КПД нетто 55...60 %. Однако для их бесперебойной работы необходимо круглогодичное снабжение природным газом высокого давления ($p \geq 4$ МПа). Более подробно ПГУ с КУ будут рассмотрены в главе 3.

2.4. Парогазовые установки с параллельной схемой

Применение парогазовой технологии на пылеугольных электростанциях позволяет значительно сократить потребление природного газа при одновременном улучшении показателей тепловой и общей экономичности энергетических объектов.

Коренной вопрос реформирования топливно-энергетического комплекса (ТЭК) прежде всего касается выбора разумной пропорции между нефтегазовым и угольным топливом.

ПГУ с параллельной схемой работы используется для генерации пара, направляемого в тепловую схему пылеугольных энергоблоков докритических или сверхкритических параметров. Это может быть пар высокого давления,

среднего или низкого давления в зависимости от выбранного профиля тепловой схемы ПГУ.

Принципиальная тепловая схема ПГУ с параллельной схемой работы ПК и КУ с паровой турбиной Т-110/120-130 [2] представлена на рис. 2.5.

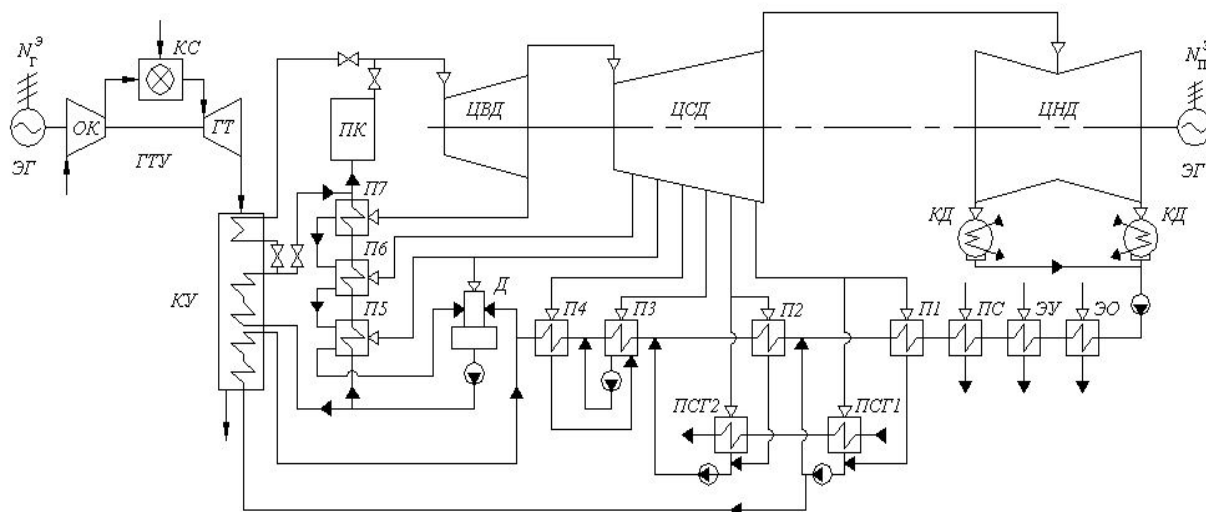


Рис. 2.5. Принципиальная тепловая схема ПГУ с параллельной схемой работы ПК и КУ с паровой турбиной Т-110/120-130: ОК – осевой компрессор; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; ПК – паровой котел; КУ – котел-утилизатор; ЭГ – электрогенератор; ГТУ – газотурбинная установка; ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давления паровой турбины; КД – конденсатор;

П1...П7 – регенеративные подогреватели питательной воды и конденсата; Д – деаэратор; ПС – подогреватель сальниковый; ЭУ – эжектор уплотнений; ЭО – эжектор основной; ПСГ1...ПСГ2 – подогреватели сетевой воды;

ЭО – эжектор основной; ПСГ1...ПСГ2 – подогреватели сетевой воды;

$N_{Г}^э, N_{П}^э$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ

При работе ПГУ с параллельной схемой должны быть соблюдены некоторые ограничения, связанные с ПТУ. Целесообразно выбирать тип ГТУ таким образом, чтобы как можно полнее использовать теплоту ее выходных газов, охладив их до обычной для КУ температуры $t_{ух} = 80 \div 100$ °С. Это потребует в определенных случаях снизить нагрузку энергетического парового котла и максимально загрузить паром паровую турбину.

Увеличение нагрузки паровой турбины до ее максимального значения обычно ограничивается допустимым пропуском пара в ее конденсатор и

предельной мощностью ее электрогенератора.

К преимуществам такого типа ПГУ необходимо отнести следующее:

- работа ГТУ не оказывает влияния на топочный процесс парового котла, сгорание в нем топлива проходит по традиционной схеме;
- простой переход от парогазового цикла к автономному (самостоятельному) режиму работы основных элементов установки;
- КУ и ПТУ соединены между собой только по пару и воде соответствующими трубопроводами и запорными задвижками.

2.5. ПГУ с развитым подогревом питательной воды за счет теплоты выходных газов ГТУ

В ПГУ такого типа теплота выходных газов ГТУ используется в газовойводяных теплообменниках для полного или частичного подогрева основного конденсата и питательной воды ПТУ, то есть происходит «вытеснение пара регенеративных отборов» ПВД и ПНД.

Данная ПГУ в литературе имеет три основные названия:

- ПГУ с подогревом питательной воды за счет теплоты выходных газов (ПГУ ПВ);
- ПГУ с «вытеснением» регенерации (ПГУ-Р);
- ПГУ с полузависимой схемой.

Принципиальная тепловая схема ПГУ-Р с паровой турбиной Т-110/120-130 представлена на рис. 2.6.

В полузависимой схеме работы процесс в паровом котле и соответственно нагрузка не связаны с энергетической ГТУ. Выбор ГТУ для модернизации осуществляется с помощью уравнений теплового баланса, выбираемых газовойводяных подогревателей низкого давления (ГВП НД) и высокого давления (ГВП ВД), в которых теплота выходных газов должна быть как можно полнее передана конденсату и питательной воде.

При работе по такой схеме также, как в параллельной, увеличение нагрузки паровой турбины до ее максимального значения ограничивается

допустимым пропуском пара в ее конденсатор и предельной мощностью ее электрогенератора, поэтому желательно модернизировать паровую турбину на увеличенный пропуск пара для работы по парогазовому циклу.

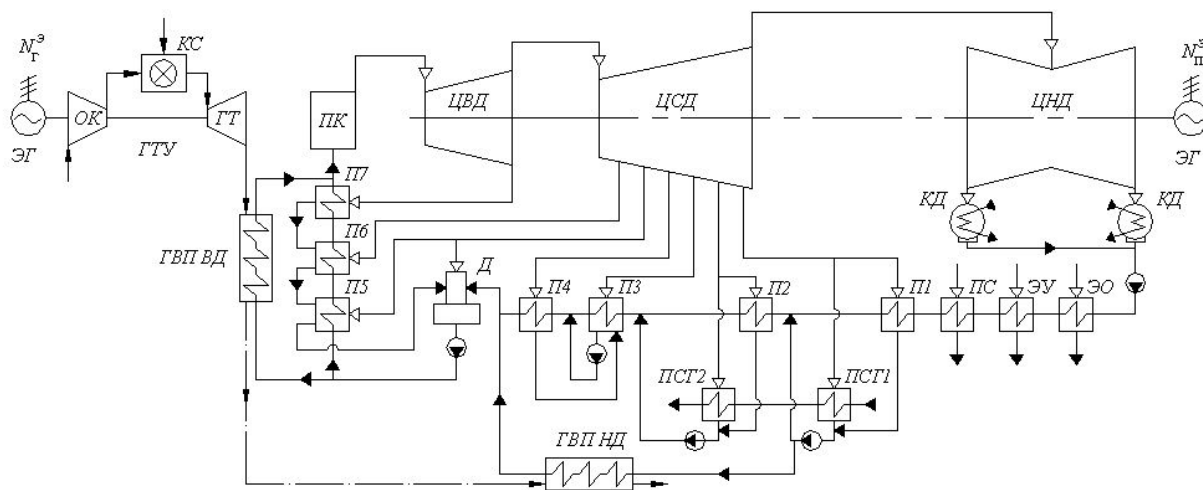


Рис. 2.6. Принципиальная тепловая схема ПГУ-Р с паровой турбиной

Т-110/120-130: ОК – осевой компрессор; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; ПК – паровой котел; ЭГ – электрогенератор; ГТУ – газотурбинная установка; ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давления паровой турбины; КД – конденсатор; П1...П7 – регенеративные подогреватели питательной воды и конденсата; Д – деаэратор; ПС – подогреватель сальниковый; ЭУ – эжектор уплотнений; ЭО – эжектор основной; ПСТ1...ПСТ2 – подогреватели сетевой воды; ГВП ВД, ГВП НД – газоводяные подогреватели высокого и низкого давления; $N_{Г}^э, N_{П}^э$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ

Повышение экономичности энергоблока при переходе к работе по парогазовому циклу с «вытеснением» регенерации составляет в среднем до 2–3 %.

2.6. ПГУ со сжиганием твердого топлива в стационарном и циркуляционном кипящем слоях под давлением

Большинство работающих и проектируемых ПГУ работают на природном газе, что вообще-то является существенным недостатком, так как основным топливом для теплоэнергетики, особенно в перспективе, является

уголь. В этой связи значительный интерес представляют работы по созданию ПГУ, использующих в качестве топлива каменные и бурые угли.

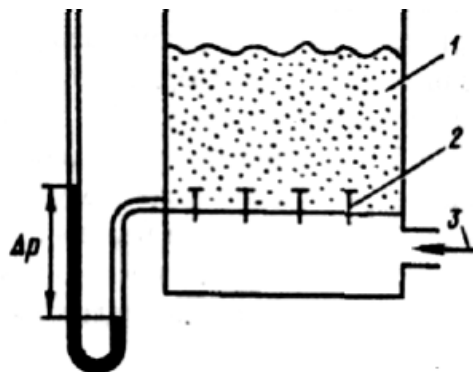
Большое внимание в мировой энергетике уделяется парогазовым установкам с внутрицикловой газификацией угля или тяжелых нефтяных остатков. Эта технология будет описана ниже.

Другим перспективным направлением для угольных тепловых электростанций является использование ПТУ со сжиганием угля в кипящем слое под давлением (ПТУ КСД). Их применение позволяет экономить до 10...12 % топлива и снизить до 80...200 мг/м³ выбросы оксидов серы и азота. За рубежом эксплуатируются на различных видах углей пять промышленных ПТУ с КСД мощностью 80... 135 МВт. В 2000 году введена ПГУ мощностью около 400 МВт с паровой частью СКД. Ее КПД составляет около 45 %. Фирмой АВВ разработаны два типовых модуля для ПГУ КСД - Р200 и Р800. Этот тип ПГУ весьма перспективен для применения при техническом перевооружении тепловых электростанций России. В частности, рассматривалась возможность установки ПГУ КСД на Верхнетагильской ГРЭС.

Кипящий (псевдооживленный) слой – специфическое состояние слоя мелкозернистого материала, продуваемого снизу потоком газа (воздуха) со скоростями, обеспечивающими интенсивное движение частиц, но недостаточными для выноса частиц из аппарата. В промышленных установках газ (воздух) подводится снизу через колпачковые газораспределители (решетки), препятствующие просыпанию через них частиц (рис. 2.7).

Рис. 2.7. Аппарат с кипящим слоем:

- 1 – слой мелкозернистого материала;
- 2 – газораспределительные колпачки;
- 3 – подвод газа



По мере увеличения скорости W газа сопротивление плотного слоя частиц растет до тех пор, пока не сравняется с весом столба материала, приходящегося на единицу площади решетки. В этом режиме вес каждой частицы в среднем становится равным силе, с которой на нее снизу действует поток газа, то есть фактически частицы опираются не друг на друга, не на решетку, а на поток газа. Скорость $W_{к.с.}$, соответствующая этому моменту, называется скоростью начала псевдоожигения или критической.

При дальнейшем увеличении скорости весь газ сверх минимально необходимого для начала псевдоожигения количества проскакивает через слой в виде пузырей, которые, поднимаясь, интенсивно перемешивают частицы мелкозернистого материала, что при больших расходах газа создает впечатление бурно кипящей жидкости. Отсюда и появилось название *кипящий слой*.

Огромная площадь поверхности частиц в единице объема слоя и хороший контакт газа с частицами определили привлекательность кипящего слоя для организации гетерогенных процессов, в том числе для сжигания мелкозернистого твердого топлива, в частности угля.

Исследования обнаружили две особенности кипящего слоя, чрезвычайно важные для применения его в топочной технике. Во-первых, интенсивное перемешивание частиц газовыми пузырями позволяет избежать появления в слое существенных температурных перекосов даже при неравномерном по объему тепловыделении и теплосъеме. Это облегчает решение проблемы шлакования. Во-вторых, резко интенсифицируется теплоотдача от кипящего слоя к омываемым им стенкам или погруженным в него трубам. Частица твердого материала, охлаждаясь у поверхности трубы (омываемой изнутри водой, паром или воздухом), из-за различия плотностей отдаст на три порядка (в 1000 раз) больше теплоты, чем такая же по объему частица газа, охлаждающаяся до той же температуры. Коэффициент теплоотдачи к погруженным в кипящий слой трубам при атмосферном давлении составляет в современных топках около $250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Принципиально важным шагом оказалось размещение поверхностей нагрева в объеме кипящего слоя или на ограничивающих его стенках, что позволило организовать низкотемпературное (800...900 °С) сжигание топлива. При этом температура горения оказывается ниже температуры размягчения золы практически всех твердых топлив, что исключает шлакование поверхностей нагрева. Кроме того, при $t_{\text{кс}} = 800...900$ °С при сгорании сернистых топлив SO_2 реагирует в слое с оксидами кальция и магния (CaO , MgO), содержащимися в золе топлива или специально добавляемыми в слой для того, чтобы резко уменьшить выбросы SO_2 в атмосферу. В свете экологических требований к топливосжигающим устройствам такая возможность вызывает огромный интерес к топкам с кипящим слоем, поскольку очистка продуктов сгорания от SO_2 традиционными методами на ТЭС повышает стоимость электроэнергии на 25 %.

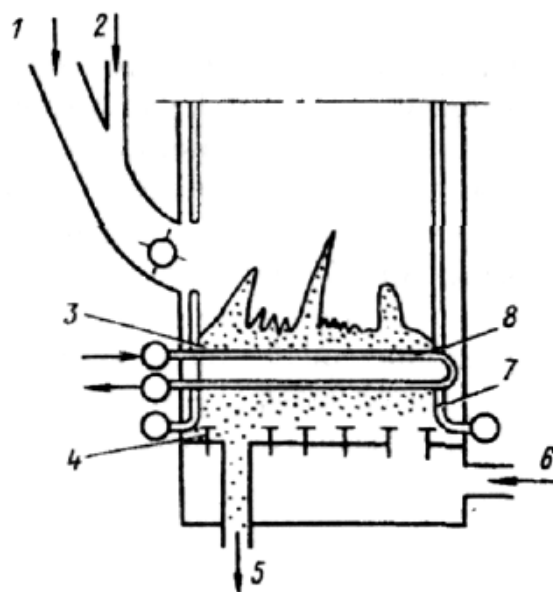
Сжигание топлива в кипящем слое позволяет решить не только проблему ликвидации выбросов SO_2 . Одновременно существенно снижаются выбросы оксидов азота (NO_x), поскольку при температурах 800...900 °С азот воздуха не окисляется.

Топливо в кипящем слое устойчиво горит при его концентрации (в кипящем слое), составляющей проценты, а на высокореакционных топливах – доли процентов (остальное – зола или абсорбенты SO_2). Это позволяет выводить золу практически из любой точки слоя с минимальными потерями от механического недожога.

Топка со *стационарным* кипящим слоем схематично выглядит следующим образом (рис. 2.8). Кипящий слой золы 3, содержащий 0,5...2,0 % горючих, поддерживается газораспределительной решеткой 4, через которую подводится необходимый для горения воздух 6. Чаще всего конструкция решетки предусматривает и удаление золы 5. Топливо 1, а если нужно и известняк (или доломит) 2, обычно забрасываются питателями на поверхность слоя, иногда вводятся пневмотранспортом под его уровень. Для теплосъема в

слое размещаются трубы 8 и экраны 7 с циркулирующим в них рабочим телом (водой и паром).

Рис. 2.8. Схема топки со стационарным кипящим слоем: 1, 2 – подача угля и известняка; 3 – кипящий слой; 4 – газораспределительные колпачки; 5 – выгрузка золы; 6 – подвод воздуха; 7 – экранные трубы; 8 – погруженные змеевики



Крупные откоксавшиеся частицы сгорают в слое, а большая часть летучих догорает в надслоевом пространстве. Выносимые из слоя мелкие частицы высокореакционных (например, бурых) углей тоже сгорают над слоем, а частицы трудносжигаемых топлив, например, антрацитов, сгореть не успевают, в результате недожог с уносом может достигать до 20 % и более. Чтобы уменьшить его, их улавливают за топкой и снова возвращают (обычно – пневматически) в слой или надслоевое пространство.

Газы, выходящие из топки с температурой, не превышающей 800...900 °С, охлаждаются (в котлах с топками, работающими при атмосферном давлении) в расположенных за топкой конвективных поверхностях.

Скорость газов в топках со стационарным кипящим слоем выбирают в зависимости от крупности топлива в пределах до 2...4 м/с, поскольку при больших скоростях возрастает унос и, как следствие, недожог с уносом.

Скорость газов в топке с так называемым *циркуляционным* кипящим слоем (ЦКС) превышает скорость витания основной массы частиц, и они

уносятся газами. Для того чтобы их уловить, на выходе из топки устанавливаются циклоны, из которых частицы возвращаются в ее нижнюю часть (рис. 2.9). Таким образом, не очень мелкие частицы топлива, хорошо улавливаемые циклонами, оказываются запертыми в этой системе, пока не изотрутся и не сгорят. Скорости газов в сечении топки с циркуляционным кипящим слоем принимают практически такими же, как и в камерных топках (4...9 м/с), следовательно, площади топок получаются сопоставимыми.

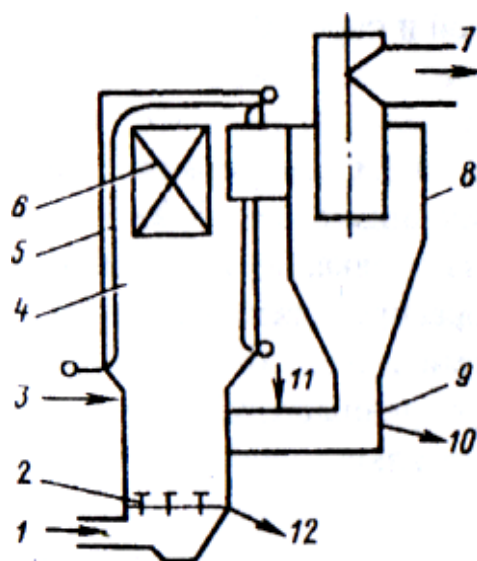


Рис. 2.9. Схема топки с циркуляционным кипящим слоем: 1, 3 – подвод первичного и вторичного воздуха; 2 – газораспределительная решетка; 4 – топочный объем; 5 – экраны; 6 – ширмовые поверхности; 7 – выход продуктов сгорания в конвективную часть котла; 8 – горячий циклон; 9 – пневмозатвор; 10 – выход золы; 11 – загрузка топлива и известняка; 12 – выход шлака

Тонкая зола, уносимая из циклона газами, улавливается, как обычно, за котлом, а небольшое количество крупных частиц золы выводится из-под циклона и из нижней части топки.

Оксиды серы, как и в стационарном кипящем слое, улавливаются содержащимся в золе топлива оксидом СаО и известняком, который подается наряду с топливом. Для резкого снижения выхода оксидов азота топливо в нижней зоне топки сжигают с недостатком воздуха, в результате чего

топливный азот выделяется в этой зоне в виде N_2 . Половина и больше необходимого для горения воздуха подается в виде вторичного, а иногда и третичного.

Принципиальной особенностью ПТУ КСД является использование в качестве генератора рабочих тел (газа для газовой турбины и пара – для паровой турбины) ВПГ, в топке которого уголь сжигается в кипящем слое под давлением.

Итак, сжигание угля в кипящем (псевдоожиженном) слое имеет ряд преимуществ, основными из которых являются следующие:

- полное, с КПД на уровне 99 %, сжигание любых сортов угля;
- высокие коэффициенты теплопередачи и соответственно небольшие поверхности нагрева парогенератора;
- низкие (800...900 °С), в среднем около 850 °С, температуры горения и, вследствие этого, небольшие выбросы окислов азота, то есть при таких температурах не происходит окисление азота воздуха;
- возможность добавки в слой сорбента (известняка или доломита) и связывания с его помощью 90...95 % содержащейся в угле серы;
- отсутствие шлакования;
- сухие отходы;
- отсутствие вредных стоков;
- небольшая потребная площадь;
- возможность блочно-комплектной поставки большей части оборудования и модульного строительства с сокращением его стоимости и сроков по сравнению с традиционными угольными ТЭС.

Проведение процесса сжигания топлива под давлением дополнительно интенсифицирует процессы горения и теплообмена. Это позволяет получить ряд дополнительных преимуществ по сравнению с котлами, в которых сжигание топлива производится в кипящем слое при атмосферном давлении. Сечение топки с кипящим слоем уменьшается примерно в 4 раза. Скорости в нем можно снизить до величины ниже 1,0 м/с (примерно 0,9 м/с), в то время

как скорости в псевдоожигенном слое при сжигании топлива под атмосферным давлением составляют 4...6 м/с. Это позволяет увеличить высоту слоя до 4,0 м, время пребывания частиц топлива в слое – до 6 с и увеличить глубину выгорания топлива, которая в рассматриваемом случае достигает 99 %, а также уменьшить потери давления в газовой фазе. Последнее очень важно с точки зрения общего КПД газотурбинной установки. Снижение скорости в слое способствует заметному уменьшению эрозии труб, расположенных в пучке. Рост в 4...5 раз коэффициента теплопередачи заметно уменьшает величину поверхностей нагрева парогенерирующей части ВПГ.

Таким образом, проведение процесса под давлением не только сохраняет все ранее перечисленные преимущества сжигания топлива в кипящем слое, но и дает ряд дополнительных: позволяет увеличить единичную мощность парогенераторов и уменьшить их габариты при более полном сгорании угля и связывании серы.

ВПГ с использованием технологии КСД хорошо вписываются в схему ПТУ, что позволяет использовать термодинамические преимущества комбинированных циклов и обеспечить обусловленный ими высокий КПД при выработке электроэнергии.

Принципиальная схема ПТУ КСД приведена на рис. 2.10. Необходимый воздух *a* подается в слой компрессором ГТУ 1 с давлением 0,5...1,6 МПа. Топка котла 3, работающая при указанном давлении, расположена внутри «прочного» корпуса 2. Продукты сгорания *б*, выходя из топки ВПГ, попадают для очистки в циклоны 4, тоже расположенные внутри «прочного» корпуса ВПГ. После очистки от золы и уноса в циклоне продукты сгорания расширяются в газовой турбине и совершают работу по приводу компрессора и полезную работу по приводу электрического генератора. Уголь *e* и сорбент *ж* подаются в топку под давлением через шлюзовую систему. Зола *з*, содержащая соединения серы, после охлаждения в теплообменнике, находящемся внутри «прочного» корпуса (на рис. 2.10 не показан), также выводится через шлюз.

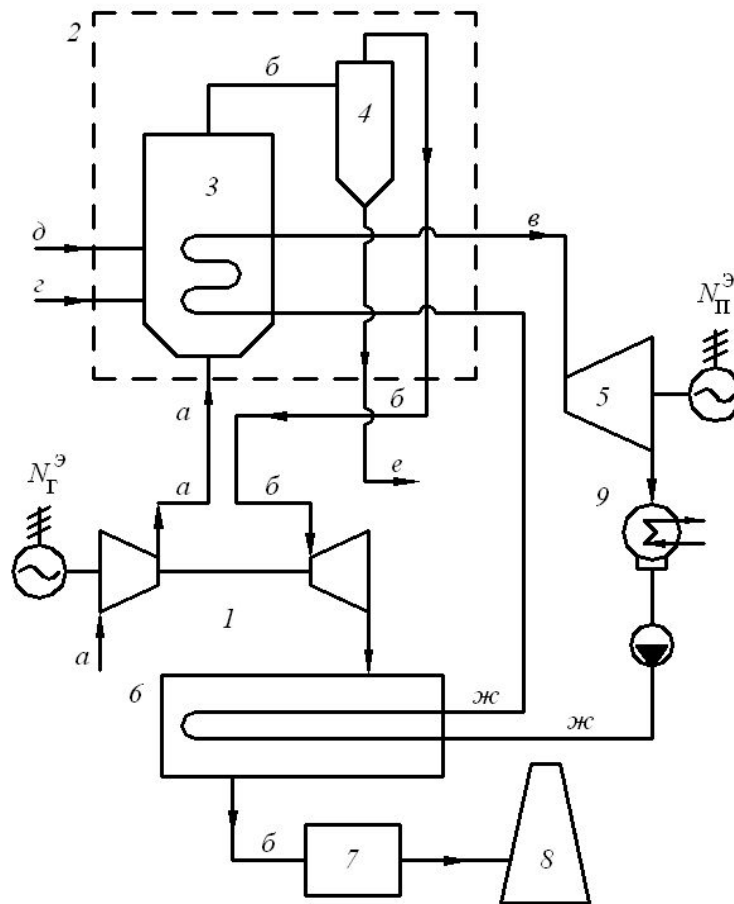


Рис. 2.10. Принципиальная схема ПГУ со сжиганием угля в кипящем слое под давлением: 1 – ГТУ; 2 – корпус высоконапорного парогенератора (прочный корпус); 3 – котел с кипящим слоем; 4 – циклоны газоочистки; 5 – паровая турбина; 6 – газовойодяной подогреватель; 7 – санитарный фильтр; 8 – дымовая труба; 9 – конденсатор; а – воздух; б – продукты сгорания; в – пар; г – уголь; д – сорбент; е – вывод золы; жс – вода; $N_{Г}^э, N_{П}^э$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ

После расширения в ГТУ продукты сгорания охлаждаются питательной водой в газовойодяном теплообменнике (ГВТ) 6, проходят окончательную очистку в фильтрах 7 и через дымовую трубу 8 выбрасываются в атмосферу.

Часть теплоты, выделяющейся в слое при сжигании угля, используется для генерации пара в, который совершает полезную работу в паровой турбине 5. Схема паровой турбины в основном является традиционной для ПТУ тепловых электростанций.

Для ПГУ рассматривается применение как схем со стационарным кипящим слоем, так и с циркуляционным кипящим слоем.

2.7. ПГУ с внутрицикловой газификацией угля

Доля угля в общем топливном балансе ТЭС России находится на уровне 25–31 %, что значительно ниже уровня большинства европейских стран и США. Доля природного газа уже многие годы составляет 2/3 от всего органического топлива, сжигаемого на ТЭС, а в Европейской части России даже приближается к 80 %. Низкая доля угля объясняется тем, что затраты на выработку электроэнергии в значительной мере (на 60–70 %) определяются стоимостью топлива. Кроме того, есть еще затраты на доставку, хранение и подготовку топлива. В последнее время значительно выросли расходы, связанные с обеспечением экологических требований по выбросам вредных веществ в атмосферу, утилизацией образующихся золошлаковых отходов, очисткой сточных вод и т. д. С учетом всего этого оказывается, что 1 кВт·ч электроэнергии на российских ТЭС обходится дешевле при сжигании природного газа даже в том случае, если газ будет стоить в 1,5 раза дороже угля или торфа. Экономические предпосылки для бурного развития угольной энергетики возникнут, если соотношение цен на уголь и газ будет, по крайней мере, различаться в 2 раза. В 2010 г. соотношение цен уголь/газ в пересчете на условное топливо составляет 1:1,4 и только к 2012–2015 гг. выйдет на уровень 1:(1,8–2,0).

Таким образом, основная причина низкой доли использования угля на ТЭС — это относительно высокая его стоимость по сравнению с природным газом.

Перспективы развития тепловой энергетики во многих странах связывают в основном с использованием на ТЭС угля, запасы которого весьма велики. Перспектива использования углей в электроэнергетике России будет определяться ценовой стратегией и государственной ценовой политикой на природный газ и уголь. В то же время, с учетом увеличения выработки электроэнергии, даже при незначительном увеличении доли угля в топливном балансе ТЭС (до 34 %) ожидается, что количество угля, сжигаемого на электростанциях, к 2015 г. увеличится почти в два раза по сравнению с 2005 г.

Поэтому уже в ближайшее время необходимо строить новые и реконструировать существующие угольные блоки, используя новые перспективные угольные технологии.

Перспективные угольные технологии – это технологии, позволяющие эффективно вырабатывать электроэнергию и тепло с минимальными издержками (с высоким КПД) и строгим соблюдением экологических требований. В настоящее время ужесточаются нормативы по выбросам, которые «традиционно» регламентируются: твердые частиц, оксиды азота, оксиды серы; кроме того, вводятся новые показатели, в том числе по выбросу парниковых газов.

Отличительной особенностью технологии газификации является возможность предотвращать образование в продуктах сгорания топлив вредных выбросов (оксидов серы и азота) – активное влияние по сравнению с пассивными и затратными средствами защиты (очистка продуктов полного сгорания при прямом сжигании топлива). Следствием этой особенности стала возможность получения в газогенерирующей установке дополнительных продуктов (основной продукт – генераторный или топливный газ), таких как чистая сера или серная кислота, минеральные удобрения или стройматериалы, катализаторы для очистки сточных вод, концентраты редких металлов и т.д. Вид дополнительно получаемой продукции определяется способом газификации и системами очистки генераторного газа.

На российских угольных ГРЭС повышение экономичности пылеугольных блоков (300...500 МВт) возможно по двум направлениям:

- внедрение мероприятий по повышению эффективности тепловой схемы и оборудования (повышается экономичность на 10...12 %, а их КПД – на 4,5...6,7 %, то есть до 42...44 %);
- применение оборудования на суперкритические параметры пара (повышение параметров пара: давления пара с 24...25 до 30...32 МПа и температуры его перегрева с 540 до 580...620 °С, – дает снижение расхода топлива на 4...6 %).

Большое внимание в мировой энергетике уделяется парогазовым установкам с внутрицикловой газификацией углей. Полученный в газификаторе газ очищается, после чего сжигается в камере сгорания ГТУ. Тепло отработавших в ГТУ газов используется для выработки и перегрева пара, поступающего в паровую турбину. Специалисты считают, что практически все марки углей – от лигнитов до антрацитов – могут быть подвергнуты газификации. Однако имеющийся в настоящее время промышленный опыт относится в основном к каменным углям.

Принципиальная тепловая схема ПГУ с ВЦГУ представлена на рис. 2.11.

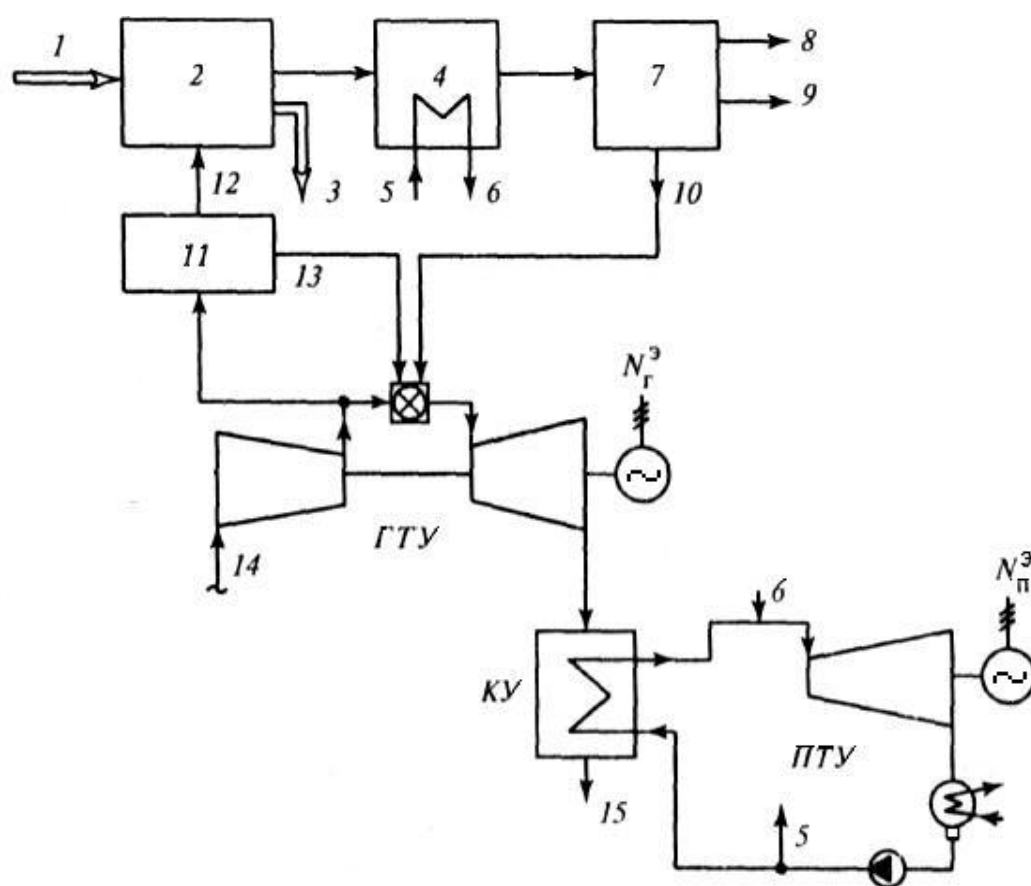


Рис. 2.11. Принципиальная схема ПГУ с ВЦГУ: 1 – подача измельченного угля;

2 – газогенератор; 3 – удаление шлака; 4 – газохладитель газогенератора;

5 – питательная вода; 6 – пар; 7 – газоочистка; 8 – элементарная сера; 9 – пыль;

10 – очищенный синтетический газ; 11 – установка расщепления воздуха; 12 – O_2 ;

13 – N_2 ; 14 – воздух; 15 – выходные газы в дымовую трубу; $N_Г^э, N_П^э$ – электрические

мощности ГТУ и ПТУ

Часть воздуха после компрессора энергетической ГТУ направляется в установку расщепления воздуха, откуда кислород в качестве окислителя (зачастую вместе с некоторым количеством пара) поступает в газификатор (газогенератор). Сюда же через шлюз-бункерную систему подается размельченный сортированный уголь. Контакт угля и парокислородного окислителя осуществляется в газогенераторе в турбулентном кипящем слое (или иным способом) при температуре от 1000 до 1900 °С и давлении от 0,1 до 4,0 МПа в зависимости от применяемого технологического процесса газификации. Летучая зола и остаточный углерод отделяются в циклонах и возвращаются в газификатор.

Генерируемый газ (степень конверсии составляет 93–95 %) после газификатора охлаждается в газоохладителе, в котором генерируется пар заданных параметров. Газ затем подвергается очистке от золы и сероводорода. Очищенный газ направляется в КС ГТУ, а выходные газы этой установки поступают в двухконтурный КУ, после которого генерируемый пар используется в ПТУ для генерации электроэнергии.

Технология с внутрицикловой газификацией угля является экологически наиболее чистой. За рубежом находятся в эксплуатации более 70 ПГУ с ВЦГУ, а, по данным General Electric, в мире рассматривается около 500 проектов ПГУ с ВЦГУ, предназначенных для работы на различных видах топлива, в том числе на угле, нефтяном коксе, тяжелой нефти, оримульсии (orimulsion) и биомассах; их КПД составляет 40...45 %. Можно привести следующие примеры уже эксплуатируемых ПГУ с ВЦГУ:

- мощностью 284 МВт (ТЭС Buggenum, Нидерланды) с газификацией угольной пыли под давлением 2,5 МПа – введена в эксплуатацию в 1994 г. и работает с КПД нетто 43 %;

- мощностью 262 МВт (ТЭС WaBash River, США) – впервые была пущена на угле в августе 1995 г.;

- мощностью 250 МВт (ТЭС Polk, США) с газификатором Техасо на воздушном дутье и ГТУ 7FA – введена в сентябре 1996 г.;

- мощностью 107 МВт (ТЭС Pinon Pine, США) с ГТУ 6FA и газификатором KRW с кипящим слоем – введена в декабре 1996 г.;

- мощностью 335 МВт (ТЭС Puertollano, Испания) с газификатором «Пренфло» и ГТУ V94.3 – с 1997 года работает на смеси угля и нефтяного кокса в соотношении 50 на 50 и имеет КПД нетто 45 %.

Сданы в эксплуатацию крупные промышленные энергетические ПГУ с газификацией нефтяных остатков. Разрабатываются более экономичные системы газификации и системы газоочистки. Их реализация позволит использовать уголь с КПД до 55 %.

Мощность ПГУ с внутрицикловой газификацией нефтяных остатков в г. Приоло (Италия) достигает 500 МВт. Газификационная система рассчитана на переработку 2 700 м³/сут высокосернистых остатков с производством пара и водорода для нефтеперерабатывающего завода, топливного газа для ПГУ, а также элементарной серы для продажи.

Отечественные работы над крупными ПГУ с газификацией кузнецкого и канско-ачинского углей, выполненные в 1988–1992 гг. для Кировской ТЭЦ (250 МВт) и Березовской ГРЭС (120 МВт) как прототип блока мощностью 600...700 МВт, прекращены.

Примерно 7 % вырабатываемой ПГУ с ВЦГУ электроэнергии расходуется дополнительно на системы газификации, очистки синтетического газа и др. Это снижет их экономичность по сравнению с ПГУ на природном газе.

На сегодняшний день состав действующих и строящихся ПГУ с ВЦГ показал, что:

- наметившаяся область их коммерческого применения ограничивается ТЭС, входящими в состав крупных нефтехимических и химических заводов и обслуживающими в основном их потребности, в первую очередь утилизируя тяжелые остатки глубокой переработки нефти, с выработкой технологических пара и газа (H₂) и электроэнергии;

- высокие относительно пылеугольных ПСУ капиталовложения в ПГУ с ВЦГ обусловлены введением в эти установки не свойственного энергетике технологического оборудования по «подготовке топлива» – газогенерирующей установки, обеспечивающей переработку твердых топлив в генераторный газ;

- при существующем уровне цен на твердое топливо капитальные затраты имеют большее влияние на экономические показатели ПГУ с ВЦГ, чем повышение экономичности энергоблока, что и сдерживает внедрение подобных установок.

2.8. ПГУ с впрыском воды или пара

ПГУ с впрыском воды или пара в камеру сгорания ГТУ, также называемая ПГУ смешения или контактная, является альтернативой бинарной ПГУ. Пар в такой ПГУ подается либо от КУ, в котором используется часть теплоты отработавших в ГТ газов, либо от противодавленческой паровой турбины, позволяющей использовать для получения электроэнергии большой перепад энтальпий выработанного в КУ пара. Часть пара, подаваемого в КС после паровой турбины, через фронтальные устройства (горелки) вводится в зону горения для подавления образования оксидов азота, однако основная доля вводимого пара используется для охлаждения жаровой трубы КС и смешивается с продуктами сгорания уже по завершении процесса горения, обеспечивая расчетные среднюю температуру и поле скоростей на выходе КС. Кроме того, пар используется для охлаждения горячих венцов турбины вместо компримированного воздуха.

Вода (пар) при впрыске в огневую зону благодаря более высокой удельной теплоемкости, чем у продуктов сгорания, прогревается до температуры газов и забирает часть теплоты. В результате температура в зоне реакции понижается, чем обеспечивается пониженная эмиссия оксидов азота.

Впрыск воды (пара) может существенно увеличить мощность установки вследствие увеличения массового расхода рабочего тела, хотя при этом

возможно снижение экономичности ГТУ. Впрыск пара (или соответствующий уровень воды) обычно не превышает 5 % объема воздуха, засасываемого компрессором.

Рост мощности в ПГУ смешения по сравнению с исходной ГТУ достигается увеличением расхода рабочего тела (впрыск пара в КС), повышением давления дополнительного рабочего тела – воды в жидкой фазе (отсутствуют затраты мощности на привод компрессора), исключением значительной части расхода сжатого воздуха на охлаждение лопаток и КС (замена воздушного охлаждения более эффективным паровым), использованием термодинамически более благоприятных свойств добавляемого рабочего тела (с более высокими удельными объемами и теплоемкостью). Значительный резерв повышения удельной и абсолютной мощности установки содержится в использовании охлаждения воздуха компрессора (впрыском воды или с помощью поверхностного охладителя).

Степень расширения выработанного в КУ пара в предвключенной паровой турбине и собственно ГТУ после смешения с продуктами сгорания существенно меньше, чем в конденсационной паровой турбине бинарной ПГУ. Поэтому, несмотря на более высокую начальную температуру процесса расширения пара в ГТУ, результирующий КПД ПГУ смешения оказывается на 1,5–2,5 % ниже, чем у ПГУ бинарного цикла.

Вместе с тем состав оборудования ПГУ смешения проще, а удельные капвложения меньше, чем в ПГУ бинарного цикла. По своей технологической схеме ПГУ смешения является наиболее простой из всех установок комбинированного цикла.

Выполненные в РАН сопоставительные оценки показывают, что при одинаковой мощности энергоблока удельные капитальные затраты на ПГУ смешения на 15–17 % ниже, чем на бинарную установку. Это достигается в основном за счет стоимости основного тепломеханического оборудования главного корпуса и систем технического водоснабжения, при этом

учитываются повышенные капвложения в систему химводоподготовки (при отсутствии улавливания водяных паров за КУ).

Пониженные капитальные затраты определяют примерно на 7–8 % более низкую стоимость производства электроэнергии на ПГУ смешения и тем самым показывают ее достоинства и перспективность. Цифры снижения затрат указаны без учета безвозвратных потерь воды, введенной в КС ГТУ. Для улавливания влаги на выходе котла-утилизатора можно установить конденсатор водяных паров (наиболее эффективен конденсатор контактного типа).

При наличии естественного источника охлаждающей воды улавливание паров в большинстве случаев выгодно.

Недостатком ПГУ контактного типа является необходимость химической очистки воды, если она теряется с выходными газами, в специальных фильтрах или необходимость улавливания влаги на выходе из котла-утилизатора.

Контрольные вопросы к главе 2

1. Назовите основные типы ПГУ.
2. В каком агрегате совмещены функции камеры сгорания газотурбинного агрегата и котла паротурбинной установки?
3. Какой тип ПГУ имеет самые высокие показатели экономичности?
4. Какие другие названия имеет ПГУ с НПП?
5. Для чего осуществляется впрыск воды или пара в камеру сгорания ГТУ?
6. За счет чего в ПГУ смешения может быть значительно увеличена мощность ГТУ?

ГЛАВА 3. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТИПА С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ

3.1. Одноконтурные ПГУ с КУ

Парогазовая установка с котлом-утилизатором – тип ПГУ, на сегодняшний день самый используемый и перспективный при новом строительстве во всем мире, который единственный при работе в конденсационном режиме имеет КПД до 65 %.

Эксплуатационные издержки мощной современной ПГУ с КУ почти вдвое ниже по сравнению с издержками на пылеугольных ТЭС. Сроки строительства ПГУ с КУ, в особенности при поэтапном вводе в эксплуатацию, значительно короче сроков строительства ТЭС других типов.

На рис. 1.11 показана принципиальная схема простейшей парогазовой установки с КУ или так называемого утилизационного типа, а термодинамический цикл Брайтона-Ренкина изображен на рис. 1.12.

Как было показано выше, выходные газы ГТУ поступают в котел-утилизатор – теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла горячих газов генерируется пар высоких параметров, направляемый в паровую турбину.

Тепловая схема генерации пара в КУ с использованием теплового потенциала выходных газов ГТУ представлена на рис. 1.13 вместе с QT -диаграммой передачи теплоты от выходных газов к пароводяному рабочему телу, то есть изменения температуры газов и рабочего тела при их движении навстречу друг другу.

Независимо от конструктивного исполнения, то есть горизонтального или вертикального типа, и состава тепловой схемы, то есть с естественной или принудительной циркуляцией, прямоточные или противоточные, котел-утилизатор можно условно представить в виде шахты прямоугольного сечения, в которой размещены поверхности нагрева, образованные оребренными трубами, внутрь которых подается рабочее тело паротурбинной

установки (вода или пар). В состав одноконтурного котла-утилизатора для ПГУ входят следующие поверхности нагрева: *экономайзер, испаритель и пароперегреватель*. Центральным элементом является испаритель, состоящий из барабана (длинного цилиндра, заполняемого наполовину водой), нескольких опускных труб и достаточно плотно установленных труб собственно испарителя.

Например, работу котла-утилизатора с естественной циркуляцией можно описать так. Испаритель работает на принципе естественной конвекции. Испарительные трубы находятся в зоне более высоких температур, чем опускные. Поэтому в них вода нагревается, частично испаряется, поэтому становится легче и поднимается вверх в барабан. Освобождающееся место заполняется более холодной водой по опускным трубам из барабана. Насыщенный пар собирается в верхней части барабана и направляется в трубы пароперегревателя. Расход пара из барабана компенсируется подводом воды из экономайзера. При этом поступающая вода, прежде чем испариться полностью, многократно пройдет через испарительные трубы. В экономайзере происходит нагрев поступающей питательной воды практически до температуры кипения (на 10–20 °С меньше, чем температура насыщенного пара в барабане, полностью определяемая давлением в нем). Из барабана сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель, где перегревается сверх температуры насыщения. Температура получаемого перегретого пара всегда, конечно, меньше, чем температура газов, поступающих из газовой турбины (обычно на 25–30 °С).

На рис. 3.1 приведена принципиальная тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ.

Газовый подогреватель конденсата (ГПК) заменяет отсутствующие в ПТУ подогреватели низкого давления. Нагрев основного конденсата в ГПК вызывает понижение температуры газов до конечного значения t_{yx} . В схеме предусмотрен деаэратор питательной воды, питаемой паром из отбора паровой турбины. Парогенерирующий контур одного давления состоит из

FIFTY	SIXTY	SEVENTY	EIGHTY	NINETY	ONE HUNDRED
1	2	3	4	5	6
7	8	9	10	11	12
13	14	15	16	17	18
19	20	21	22	23	24
25	26	27	28	29	30
31	32	33	34	35	36
37	38	39	40	41	42
43	44	45	46	47	48
49	50	51	52	53	54
55	56	57	58	59	60
61	62	63	64	65	66
67	68	69	70	71	72
73	74	75	76	77	78
79	80	81	82	83	84
85	86	87	88	89	90
91	92	93	94	95	96
97	98	99	100	101	102
103	104	105	106	107	108
109	110	111	112	113	114
115	116	117	118	119	120
121	122	123	124	125	126
127	128	129	130	131	132
133	134	135	136	137	138
139	140	141	142	143	144
145	146	147	148	149	150
151	152	153	154	155	156
157	158	159	160	161	162
163	164	165	166	167	168
169	170	171	172	173	174
175	176	177	178	179	180
181	182	183	184	185	186
187	188	189	190	191	192
193	194	195	196	197	198
199	200	201	202	203	204
205	206	207	208	209	210
211	212	213	214	215	216
217	218	219	220	221	222
223	224	225	226	227	228
229	230	231	232	233	234
235	236	237	238	239	240
241	242	243	244	245	246
247	248	249	250	251	252
253	254	255	256	257	258
259	260	261	262	263	264
265	266	267	268	269	270
271	272	273	274	275	276
277	278	279	280	281	282
283	284	285	286	287	288
289	290	291	292	293	294
295	296	297	298	299	300
301	302	303	304	305	306
307	308	309	310	311	312
313	314	315	316	317	318
319	320	321	322	323	324
325	326	327	328	329	330
331	332	333	334	335	336
337	338	339	340	341	342
343	344	345	346	347	348
349	350	351	352	353	354
355	356	357	358	359	360
361	362	363	364	365	366
367	368	369	370	371	372
373	374	375	376	377	378
379	380	381	382	383	384
385	386	387	388	389	390
391	392	393	394	395	396
397	398	399	400	401	402
403	404	405	406	40	

рабочему телу в одноконтурном КУ представлена на рис. 3.2.

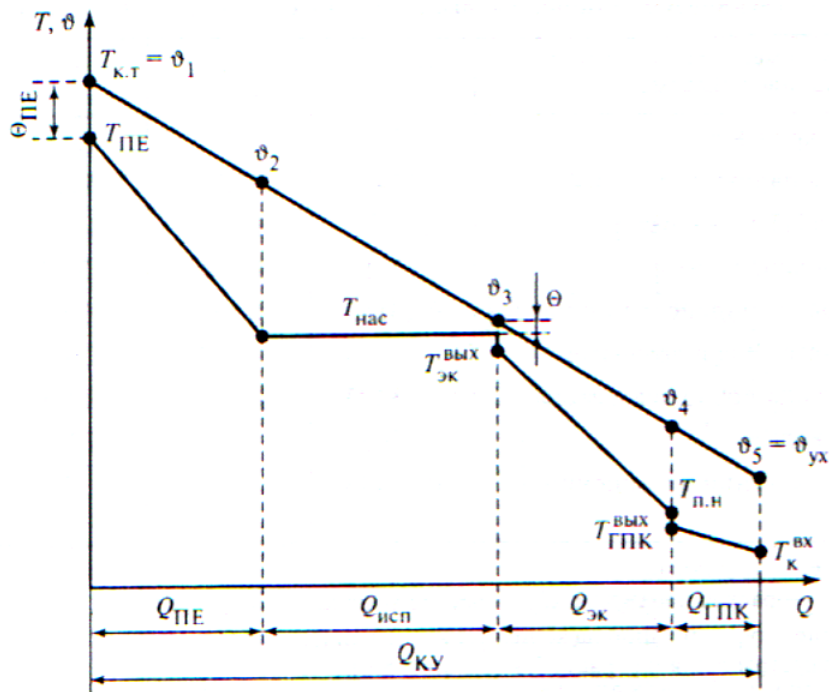


Рис. 3.2. QT -диаграмма теплообмена в КУ ПГУ: ϑ_i – температуры газов;

T_i – температуры пара и воды в соответствующих точках; Q_i – передаваемая в соответствующих элементах теплота от выходных газов пароводяному рабочему телу;

Θ_i – температурный напор в соответствующих точках

Как уже было показано в главе 2, в одноконтурной схеме ПГУ не удастся охладить выходные газы ГТУ до температуры ниже $\vartheta_{ух} = 150^\circ\text{C}$, но такая тепловая схема проста в эксплуатации и характеризуется низкими удельными капиталовложениями, поэтому одноконтурная ПГУ с КУ экономически обоснована в случаях применения дешевого топлива.

Помимо перечисленных выше путей повышения экономичности ПГУ с КУ (относительно одноконтурной), надо отметить, что в рассмотренной одноконтурной утилизационной ПГУ через поверхности нагрева КУ проходит одинаковое количество рабочего тела (воды и пара). При этом обнаруживается серьезный недостаток, связанный с необходимостью удовлетворения двух противоречивых требований. С одной стороны, КУ должен генерировать пар высоких параметров, в первую очередь высокой температуры, для того чтобы

обеспечить высокую экономичность ПТУ. Но запас тепловой энергии, содержащийся в выходных газах ГТУ, может обеспечить эти параметры при малых расходах питательной воды. В то же время этот расход не может охладить газы, поступающие в котел, до низкой температуры, и поэтому уменьшается КПД котла-утилизатора.

С другой стороны, пропуск большого количества питательной воды, хотя и обеспечивает низкую температуру уходящих газов котла и его высокую экономичность, не позволяет получить высокие параметры пара за ним, что приводит к снижению КПД ПТУ. Отсюда возникает идея: необходимо через «хвостовые» поверхности котла (по газу) пропускать большое количество воды, а через входные – малое. Так пришли к следующему типу данного семейства ПГУ с двухконтурным КУ.

3.2. Двухконтурные ПГУ с КУ

Для двухконтурных ПГУ с КУ характерна более высокая начальная температура газа перед ГТ, значение которой составляет уже на уровне 1200...1350 °С, и температура выходных газов свыше 550 °С.

На рис. 3.3 приведена принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ.

Экономайзер контура ВД выполняют одно- или двухступенчатым в зависимости от конструктивных особенностей котла. Для питания водой контуров НД и ВД предусмотрены два самостоятельных питательных насоса. В некоторых ПГУ устанавливают один насос с отбором воды НД из его промежуточной ступени.

Конденсат из конденсатора паровой турбины конденсатным насосом КН подается в ГПК (иногда его называют *экономайзер контура низкого давления*). Из ГПК конденсат подается в деаэратор, откуда подается в барабан низкого давления (Б НД) и барабан высокого давления (Б ВД), где он испаряется. Из Б НД сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель контура низкого давления (ПЕ НД) и из него направляется в ЧНД паровой турбины. Большая

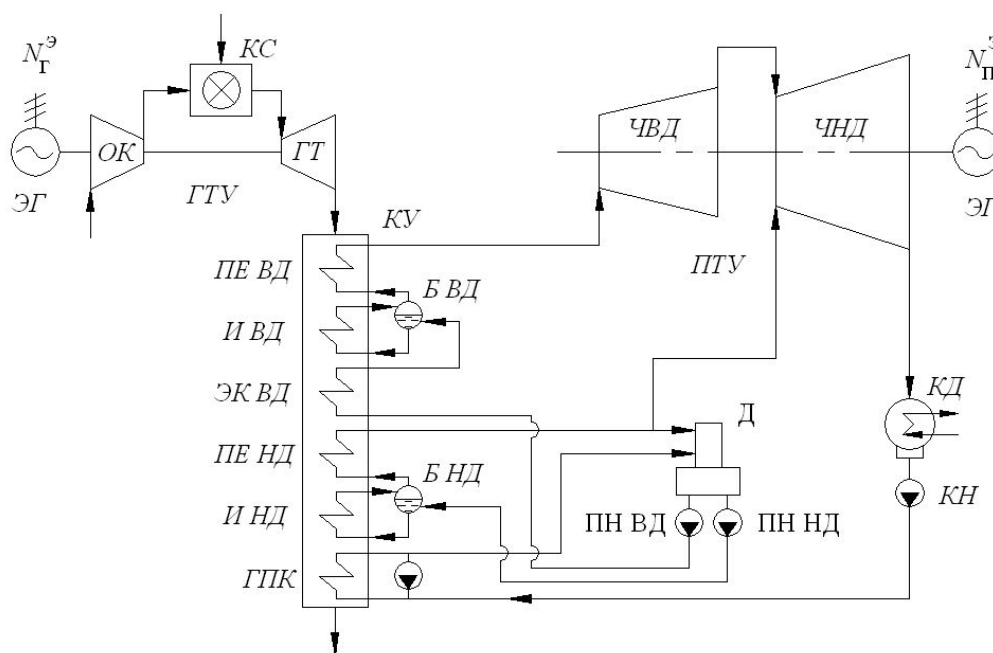


Рис. 3.3. Принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ:

ОК – осевой компрессор; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания;
 ЭГ – электрогенератор; ГТУ – газотурбинная установка; КУ – котел-утилизатор;
 ПТУ – паротурбинная установка; ЧВД и ЧНД – часть высокого и низкого давления;
 КД – конденсатор; КН – конденсатный насос; Д – деаэратор; ПН – питательные насосы
 ВД и НД; $N_{Г}^э$, $N_{П}^э$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ; ПЕ – пароперегреватели ВД
 и НД; И – испарители ВД и НД; ЭК – экономайзер; ГПК – газовый подогреватель
 конденсата; Б – барабаны ВД и НД

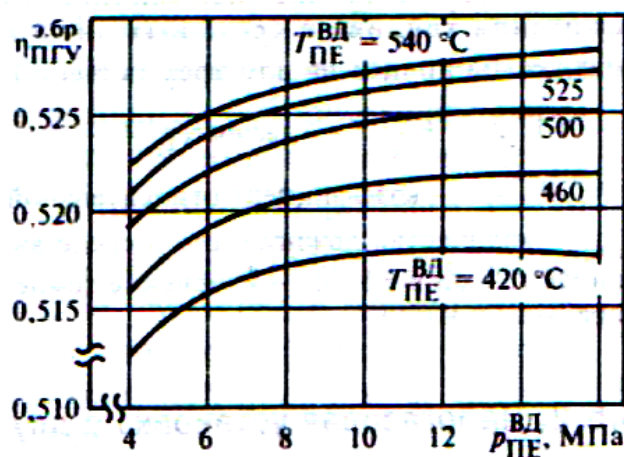
часть питательной воды подается питательным насосом высокого давления ПН ВД в контур высокого давления, состоящий из экономайзера ЭК ВД, испарителя И ВД и пароперегревателя ПЕ ВД. Полученный пар высокого давления направляется в ЦВД паровой турбины. Пройдя проточную часть ЧВД, он смешивается с паром из контура низкого давления, и суммарный расход пара поступает в ЧНД.

По описанной двухконтурной схеме выполняется подавляющее число утилизационных ПГУ, обеспечивающих КПД в 50...52 %.

Экономичность ПГУ с двухконтурным КУ возрастает с увеличением температуры и давления пара ВД. Предельное значение этой температуры

определяется температурой выходных газов ГТУ и принятым температурным напором на горячем конце пароперегревателя (рис. 3.4).

Рис. 3.4. Зависимость КПД брутто двухконтурного ПГУ с КУ в диапазоне температур и давлений пара ВД



Самые современные ПГУ с начальной температурой газа перед ГТ выше 1350 °C выполняются трехконтурными как с промежуточным перегревом пара, так и без него. Как и в традиционных ПТУ, главная цель промежуточного перегрева пара в ПГУ – обеспечить допустимую влажность в последних ступенях паровой турбины. При правильном выборе давления в промежуточном пароперегревателе повышается и экономичность ПГУ. Введение промежуточного перегрева пара дает повышение КПД ПГУ до 1 %.

3.3. Трехконтурные ПГУ с КУ

На рис. 3.5 показана схема трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара с указанием основных параметров. Она выполнена на базе современной ГТУ типа 70IF фирмы Westinghouse (США) с начальной температурой 1260 °C и температурой уходящих газов 550 °C. ГТУ развивает мощность 234,2 МВт при КПД 36,6 %. Уходящие газы ГТУ поступают в трехконтурный котел-утилизатор 23 и, двигаясь к выходу, отдают свое тепло рабочему телу, поступающему из конденсатора 4 паровой турбины. В результате температура уходящих газов за котлом-утилизатором составляет 102 °C, а его КПД достигает 82,6 %.

Внутри котла-утилизатора размещены поверхности нагрева в виде отдельных пакетов, причем их чередование согласуется с уменьшающейся

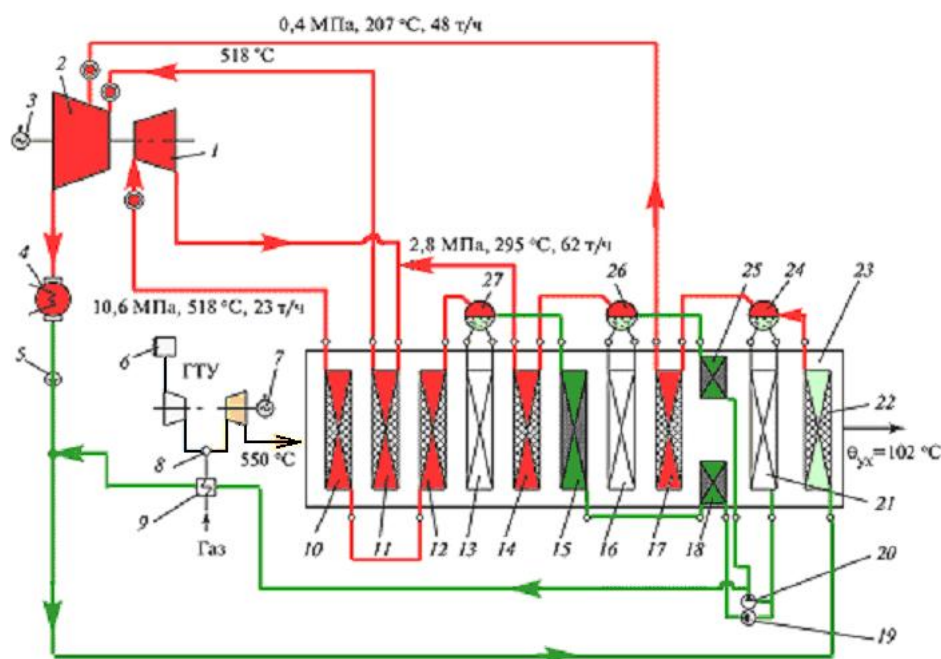


Рис. 3.5. Принципиальная тепловая схема ПГУ с трехконтурным КУ

температурой греющих газов; это обеспечивает максимальную передачу тепла от газов к рабочему телу.

Проследим процесс генерации пара в котле-утилизаторе. Питательный насос низкого давления 5 создает давление в барабане контура низкого давления 24 и соответственно на выходе из контура (перед входом в середину ЦНД 2 паровой турбины). Конденсат в количестве 349 т/ч подается в ГПК 22, нагревается в нем и поступает в барабан низкого давления 24. Этот барабан одновременно является деаэратором, и подготовленная в нем деаэрированная питательная вода обеспечивает питание всех контуров котла.

Часть питательной воды в количестве 48 т/ч, то есть примерно 14 %, испаряется в испарителе низкого давления 21, перегревается в пароперегревателе НД 17 и затем с параметрами 0,4 МПа и 207 °С поступает в ЦНД 2 паровой турбины. Остальная питательная вода поступает к питательному насосу среднего давления 20 и питательному насосу высокого давления 19.

На выходе из насоса 20 поток воды разделяется. Часть его направляется в нагреватель газа 9, в котором он нагревает (ведь вода имеет температуру 207 °С) природный газ, поступающий в камеру сгорания ГТУ. Охладившаяся

вода, имеющая достаточную температуру, поступает на смешение с конденсатом, подаваемым насосом 5, и затем снова возвращается в ГПК 22 котла. Создание такой петли рециркуляции с нагревом топливного газа позволяет увеличить расход воды через ГПК и глубже охладить уходящие газы котла-утилизатора. В целом это приводит к экономии топлива ПГУ на 0,4–0,5 %. Другая часть питательной воды насосом 20 подается в экономайзер 25, из него – в барабан контура среднего давления 26, затем – в пароперегреватель 14. Таким образом, контур среднего давления генерирует пар в количестве 62 т/ч (то есть примерно 18 %) с параметрами 2,8 МПа и 295 °С. Этот пар направляется на смешение с паром с выхлопа ЦВД паровой турбины 1. Образовавшаяся смесь в общем количестве 301 т/ч направляется к поверхности 11 пароперегревателя среднего давления, и из него с температурой 518 °С пар поступает на вход в ЦНД паровой турбины.

Питательный насос высокого давления 19 создает давление воды, поступающей из барабана 24, примерно до 12 МПа и подает ее на последовательно расположенные поверхности 18 и 15 экономайзера контура высокого давления. Из него вода поступает в барабан контура высокого давления 27, испаряется в нем, и пар поступает в пароперегреватель высокого давления, образованный поверхностями 12 и 10, откуда свежий пар в количестве 239 т/ч с параметрами 10,6 МПа и 518 °С покидает контур высокого давления котла и направляется в ЦВД паровой турбины 1.

Таким образом, в паровую турбину, состоящую из ЦВД и ЦНД, поступает три потока пара: свежий пар в количестве 239 т/ч, вторично перегретый пар в количестве 301 т/ч с параметрами примерно 2,5 МПа и 518 °С и пар низкого давления в количестве 48 т/ч с параметрами 0,4 МПа и 207 °С. Эти три потока пара обеспечивают мощность паровой турбины в 140 МВт.

В итоге рассмотренная трехконтурная ПГУ с промежуточным перегревом пара развивает мощность 374 МВт и имеет КПД 54 %.

3.4. Одновальные ПГУ с КУ

По числу валов турбогенераторов ПГУ делят на одновальные и многовальные. Схема одновальной ПГУ показана на рис. 3.6. Электрогенератор 5 ПГУ выполняется с двумя выходными концами, к одному из которых присоединяется ГТУ 4, а к другому – двухцилиндровая паровая турбина 7. К выходному диффузору газовой турбины крепится переходной диффузор 3, направляющий уходящие газы в котел-утилизатор 1. Преимущество такой конструкции очевидно: вместо двух генераторов (один – для ГТУ, второй – для паровой турбины) требуется только один генератор суммарной мощности.

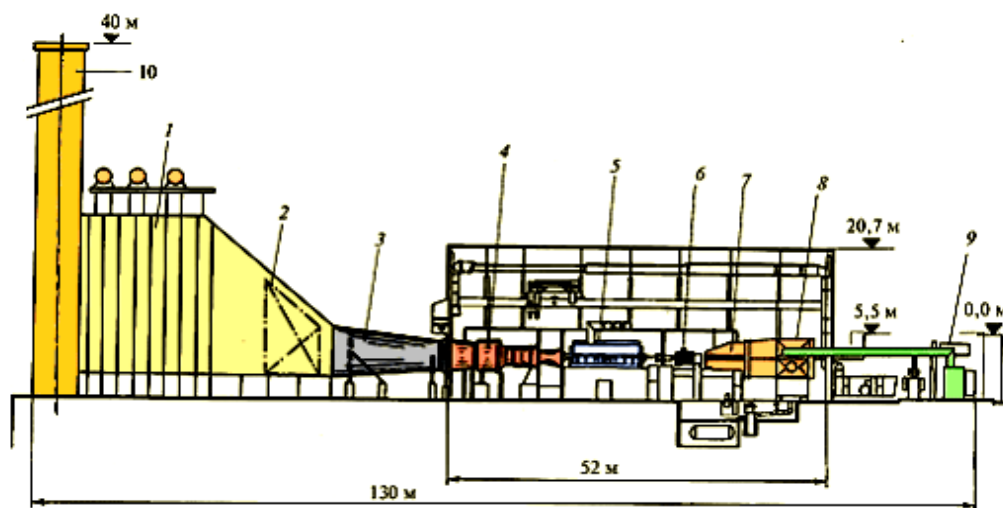


Рис. 3.6. Одновальная ПГУ фирмы Siemens с ГТУ типа V94.3A

Первые одновальные ПГУ небольшой мощности были построены и введены в эксплуатацию в США в 60-70-е годы. Более совершенные одновальные ПГУ с паровыми турбинами с двумя и тремя значениями давления с промежуточным перегревом вводились в Японии в 70-80-е гг. Так, на ТЭС Futtsu токийского энергообъединения ТЕРСО начиная с 1986 г. было установлено 14 одновальных ПГУ мощностью по 164 МВт. Одновальные ПГУ выпускались также и европейскими турбостроительными фирмами, например, Siemens [3].

В числе первых одновальных ПГУ были установки, разработанные

фирмой General Electric (GE) с торговой маркой STAG. При этом первоначально считалось целесообразным их создание преимущественно на базе одноцилиндровых паровых турбин без промежуточного перегрева. Обе турбины (ГТ и ПТ) размещались по обе стороны от генератора; каждая турбина имела свой упорный подшипник и соединялась с ротором генератора посредством гибкой муфты. Предпочтение отдавалось турбинам с осевым выхлопом и осевым расположением конденсатора, что делало возможным выполнение бесподвального машинного зала и дополнительно сокращало строительные и капитальные затраты. Предусматривалась возможность снятия ПТ с фундамента при необходимости выемки ротора генератора. Поэтому все ее внешние соединения выполнялись фланцевыми, а не сварными. В обоих случаях выхлоп ПТ или ее передний подшипник устанавливались на гибкой опоре, допускающей перемещения в осевом направлении. Наряду с этим были также разработаны варианты одновальных ПГУ с двухцилиндровыми ПТ с промежуточным перегревом единичной мощностью примерно 80 МВт для частоты сети 60 Гц с лопатками последней ступени (ЛПС) длиной 851 мм и 120 МВт для частоты сети 50 Гц с ЛПС длиной 1016 мм. В этом случае генератор размещается на торце ПТ, все роторы соединяются между собой жесткими муфтами и обе турбины (ГТ и ПТ) имеют общий упорный подшипник. Именно по этой схеме выполнены одновальные ПГУ на базе ГТ Frame 9E, установленные на ТЭС Futtsu. В значительной степени все эти технические решения использовались и используются для более современных одновальных ПГУ.

В частности, GE на базе своих ГТ серии G с воздушным охлаждением (MS7001G и MS9001G мощностью соответственно 240 и 282 МВт) спроектировала одновальные ПГУ STAG S109G и S109G мощностью 350 и 420 МВт. Температура газов на входе ГТ составляет 1427 °С, КПД в простом цикле – 39,5 %; КПД ПГУ нетто – 58 %. С переходом на технологию «Н» и с повышением температуры газов до 1500 °С КПД ПГУ составит 60 %, а мощность одновальных ПГУ вырастет до 400 и 480 МВт. Паровая турбина

ПГУ – двухцилиндровая с двумя значениями давления, с однопоточным ЦСНД и расположением генератора на «холодном конце» вала. Первая одновальная ПГУ мощностью 480 МВт на базе ГТУ серии «Н», разрабатываемая GE совместно с японской компанией Toshiba, введена в эксплуатацию в 2001 г.

Фирма Westinghouse совместно с Mitsubishi Heavy Industries (MHI) и FiatAvio разработала также ГТУ типа 701G1 мощностью 255 МВт с температурой газов на входе 1427 °С и паровым охлаждением камеры сгорания и сопл первых двух ступеней. Первые четыре одновальные ПГУ мощностью по 405 МВт на базе этой ГТ и ПТ с тремя значениями давления предполагается установить на третьей очереди японской ТЭС Higashi Niigata энергообъединения Tohoku. Аналогичная одновальная ПГУ MHI меньшей мощности (330 МВт) на базе ГТ 501G мощностью 230 МВт была введена в промышленную эксплуатацию в 1997 г. на испытательной ТЭС MHI Takasago; КПД ГТУ в простом цикле 38,5 %; КПД ПГУ нетто 58 %.

Первый и пока единственный отечественный одновальный парогазовый энергоблок мощностью 170 МВт разработан по инициативе ОАО «Институт Теплоэлектропроект» под патронажем Научного совета «Теплофизика и теплоэнергетика» Российской академии наук специалистами ОАО «Институт Теплоэлектропроект», ОАО «ЛМЗ», ОАО «Электросила», ОАО «Подольский машиностроительный завод», ОАО «Рыбинские моторы», НПО «ЦКТИ», ОАО «ВТИ», НИУ МЭИ (наименования предприятий указаны на дату создания). Базой для нее явилась газотурбинная установка с газовой турбиной типа ГТД-110 мощностью 110 МВт, которая установлена в 2001 г. на стенде Ивановской ГРЭС.

В состав энергоблока ПГУ-170 входят газотурбинная установка с ГТД-110; конденсационная паротурбинная установка типа К-55 производства ЛМЗ; турбогенератор типа ТЗФ-180-2УЗ номинальной мощностью 180 МВт с форсированным воздушным охлаждением производства ОАО «Электросила»; горизонтальный КУ производства ОАО «Подольский машиностроительный

завод».

Вместе с тем одновальные ПГУ имеют и недостатки.

Во-первых, очень затрудняется ремонт электрогенератора, так как его статор не имеет горизонтального разъема, и для того, чтобы извлечь ротор для ремонта, необходимо после отсоединения роторов ГТУ и паровой турбины с помощью специальных устройств приподнять генератор и повернуть его на 90° (или вытащить на ремонтную площадку весь генератор).

Для исключения этого недостатка генератор и паровую турбину можно поменять местами. Однако и при этом сохраняется второй недостаток: перед пуском ГТУ в паровой турбине необходимо создать вакуум, используя эжекторы отсоса воздуха из ее внутренних полостей, и подать пар на концевые уплотнения. Следовательно, необходимо иметь временный посторонний источник пара.

В-третьих, если по каким-то причинам паровая турбина не работает, то не может работать и ГТУ.

В-четвертых, пуск всей установки определяется пуском паровой турбины, время которого существенно больше, чем время пуска ГТУ. Все это существенно снижает одно из главных преимуществ ПГУ – маневренность. Дополнительное снижение маневренности происходит вследствие малого регулировочного диапазона ГТУ, так как ГТУ может работать экономично и с малыми вредными выбросами только при нагрузке более 50 %.

В-пятых, если мощность газовой турбины мала, то тем более будет малой мощность паровой турбины (ведь ее мощность вдвое меньше мощности ГТУ). При этом высоты рабочих лопаток первых ступеней паровой турбины оказываются малыми и экономичность невысокой. Поэтому строительство одновальных ПГУ целесообразно при достаточно большой мощности ГТУ.

На некоторых одновальных ПГУ между ротором электрогенератора 5 и ротором паровой турбины устанавливают специальную автоматическую расцепную муфту 6, которая позволяет отключить ротор паровой турбины и (при наличии байпасной трубы) очень быстро запускать ГТУ с помощью

тиристорного устройства или работать без паровой турбины. После синхронизации с сетью в КУ начинает генерироваться пар, который позволяет запустить паровую турбину по самостоятельному пусковому графику. Затем включается самозацепляющая муфта, и паровая турбина подключается к электрогенератору и нагружается.

Говорить о техническом преимуществе одновальных или многовальных ПГУ вообще, без учета их мощности, привязки к конкретной электростанции и конкретных потенциальных режимов работы, не имеет смысла. При выборе одно- или многовальной конфигурации ПГУ целесообразно руководствоваться прежде всего основным критерием: надежностью работы оборудования ПГУ с циклическими нагрузками в резко переменных климатических условиях (ПГУ под климатические условия России зарубежными фирмами специально не разрабатывались).

В чем, однако, одновальные ПГУ имеют несомненное преимущество перед многовальными – это во времени окупаемости инвестиций: их можно вводить существенно быстрее и, следовательно, с более быстрой окупаемостью вложенных средств.

Сегодня большинство ПГУ строят многовальными. Большинство ПГУ выполнено трехвальными, или, как говорят, в виде дубль-блока. В них энергоблок состоит из двух ГТУ, снабжающих горячими газами свои котлы-утилизаторы и имеющих свои электрогенераторы. Пар, генерируемый котлами, подается в одну общую паровую турбину, которая будет более экономичной, чем паровая турбина, работающая в одновальной ПГУ (при той же ГТУ и том же котле-утилизаторе).

Существуют аналогичные четырехвальные ПГУ, в которых три ГТУ работают на одну паровую турбину.

Контрольные вопросы к главе 3

1. Почему на сегодняшний день парогазовая установка с котлом-утилизатором является самым используемым и перспективным при новом строительстве типом ПГУ?
2. Назовите три основных элемента поверхности нагрева котла-утилизатора.
3. Какова главная цель введения промежуточного перегрева в цикле ПГУ?
4. Назовите основные достоинства и недостатки одновальных ПГУ.

ГЛАВА 4. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ

4.1. Параметры пара для паровых турбин в схемах ПГУ с КУ

Ранее отмечалось, что в утилизационной ПГУ в паротурбинном цикле, включающем котел-утилизатор и ПТУ (паровая турбина + конденсатор), вырабатывается только 1/3 мощности. Это, однако, не означает, что экономичность паротурбинного контура менее значима для ПГУ, чем газотурбинного. Ведь сама по себе ГТУ, даже с КПД 40 %, не выдерживает конкуренции с обычной ПТУ, КПД которой составляет 40...41 %, а на некоторых электростанциях за рубежом – до 45 %, и именно в паротурбинном контуре создается тот добавок в экономичности, который существенно повышает конкурентоспособность ПГУ. Отсюда и следуют все усложнения котла-утилизатора и стремление повысить начальные параметры пара и снизить давление в конденсаторе паровой турбины.

На рис. 4.1, по данным фирмы Siemens, показано влияние этих факторов на изменение экономичности ПГУ. Для всех сравниваемых вариантов принята одна и та же ГТУ, на выходе которой температура газов составляет 582 °С, а давление в конденсаторе 4 кПа. В качестве базового варианта для сравнения принята (столбец 2 на рис. 4.1) двухконтурная ПГУ с паровой турбиной, имеющей начальные параметры 8 МПа и 540 °С.

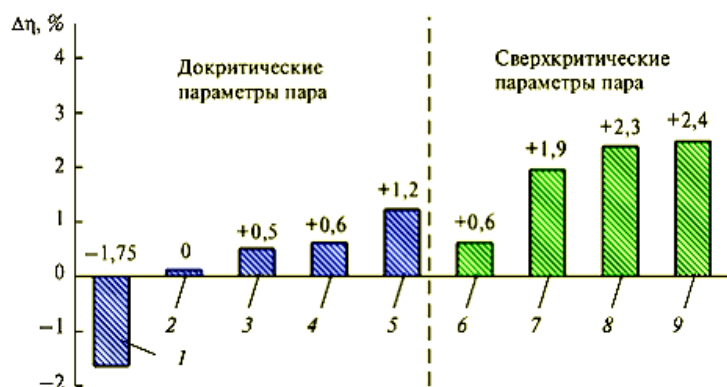


Рис. 4.1. Влияние параметров паротурбинного цикла на изменение КПД ПГУ с КУ:

- 1 – одноконтурная;
- 2, 6 – двухконтурная;
- 3, 7 – двухконтурная с ПП;
- 4, 8 – трехконтурная;
- 5, 9 – трехконтурная с ПП

Столбцы 1 – 5 относятся к докритическим параметрам пара. Видно, что одноконтурная ПГУ без промежуточного перегрева (1) имеет КПД на 1,75 % (абс.) меньше, чем двухконтурная без промежуточного перегрева (2). Это объясняет, почему сейчас одноконтурные ПГУ не строятся. Однако введение промежуточного перегрева даже в одноконтурной ПГУ (3) дает прирост КПД в 2,25 %. Двухконтурная ПГУ с промежуточным перегревом (3) и трехконтурная ПГУ без него (4) практически эквивалентны. Наибольший эффект дает использование схемы ПГУ с трехконтурным котлом-утилизатором и промежуточным перегревом пара (столбец 5).

Существенные резервы повышения экономичности имеются в использовании сверхкритических параметров пара (столбцы 6 – 9). Однако всегда необходимо помнить, что при этом существенно увеличиваются и капитальные вложения. Поэтому увеличение числа контуров более трех нецелесообразно, так как выигрыш в экономичности не окупается ростом капиталовложений.

Оптимальный парогазовый цикл выбирают из большого числа возможных решений. Этот выбор обычно осуществляется в три основных этапа:

- анализ запросов заказчика энергоустановки;
- сбор информации об условиях работы оборудования;
- выбор цикла ПГУ.

Заказчик определяет верхний и нижний пределы мощности установки, приемлемый уровень мощности ГТУ с учетом ее КПД при частичной нагрузке. Выбирается график покрытия этой нагрузки.

Окружающая среда оказывает существенное влияние на работу ПГУ через характеристики ГТУ. Так, важнейшей особенностью ГТУ является зависимость ее показателей работы от параметров наружного воздуха (давление, температура) и относительной мощности установки. Газовая турбина, работающая при температуре наружного воздуха 0 °С, вырабатывает на 20 % больше электроэнергии, чем та же турбина при 30 °С. Если место

строительства установки расположено на высоте 100 м над уровнем моря, то мощность ГТУ на 1 % меньше, чем мощность ГТУ на уровне моря, что обусловлено разницей в давлении воздуха и его плотности. Важно знать экстремальные условия и типичные изменения параметров окружающей среды в течение всего года. В ПГУ с КУ параметры выходных газов ГТУ оказывают определяющее влияние на работу КУ. Изменение как температуры, так и расхода выходных газов ГТУ обуславливает изменение теплоты, утилизируемой в КУ, и интенсивность теплообмена (за счет изменения плотности, расхода газов и скорости обтекания ими поверхности нагрева КУ). В свою очередь режимы работы КУ определяют условия работы паротурбинной установки. Изменение давлений в контурах КУ влечет изменение теплоперепадов в цилиндрах паровой турбины, а изменение расхода пара в этих контурах влияет на значение относительных КПД цилиндров и величину вырабатываемой мощности. Использование промежуточного перегрева еще более усложняет систему: теплосъем в ПП зависит от параметров пара на выхлопе ЦВД и в то же время определяет тепловой режим на всех последующих по ходу газов поверхностях нагрева КУ.

Зависимость КПД двухконтурного ПГУ с КУ в диапазоне температур и давлений пара ВД представлена на рис. 3.4.

Изменение общей экономичности ПГУ в результате совершенствования парового контура (помимо рис. 3.4 и 4.1) может проиллюстрировать еще рис. 4.2.

Таким образом, выбор характеристик парового контура с учетом технических ограничений – это сложная многоцелевая задача, которая решается итерационно, с учетом влияния различных факторов на экономическую эффективность установки. Разработка методики выбора оптимальных параметров ПТУ в составе ПГУ является актуальной задачей энергетики.

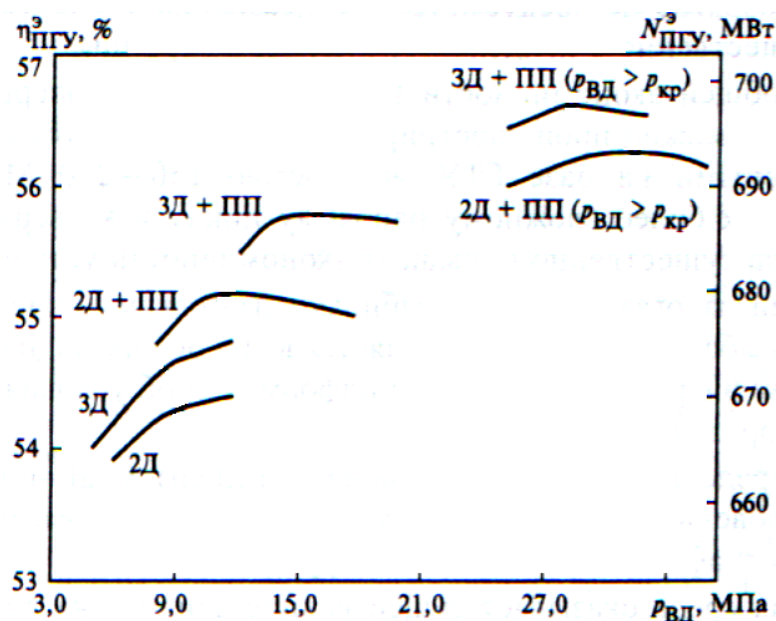


Рис. 4.2. Влияние профиля парового контура на КПД и мощность ПГУ с КУ
(для ГТУ мощностью 200 МВт): 2Д и 3Д – котлы-утилизаторы двух и трех давлений
пара; ПП – промежуточный перегрев пара

В таблице 4.1 представлена только часть паровых турбин АО «Уральский турбинный завод» для ПГУ, которые завод проработал по предложениям о поставке для новых проектов строительства или расширения электростанций на территории Российской Федерации при реализации Программы договоров о предоставлении мощности (ДПМ).

Параметры пара, приведенные в таблице, соответствуют параметрам пара в конденсационном режиме ($t_{н.в} = +15\text{ }^{\circ}\text{C}$) перед стопорными клапанами контуров ВД, СД и НД паровой турбины с учетом потерь давления в тракте «КУ-турбина», принятым 5 %.

Необходимо отметить, что доля теплофикационных энергоблоков, предполагаемых к строительству в составе ПГУ, значительная и составляет 80 % от общего количества строящихся ПГУ.

Некоторые конструктивные особенности, принципиальные тепловые схемы турбоустановок отдельных указанных паровых турбин, которые разрабатывались в эскизных и рабочих проектах для перспективных ПГУ, рассмотрены ниже [9-20, 29-31].

Таблица 4.1

Паровые турбины АО «УТЗ» для ПГУ

Маркировка паровой турбины	Давление пара ВД/НД, МПа	Температура пара ВД/НД, °С	Расход пара ВД/НД, т/ч	Мощность ПГУ, МВт	Объект строительства
T-16/26-5,4	5,4 / 0,57	482 / 207	80 / 20	75	Губкинская ТЭЦ
T-16/27-4,5	4,5 / 0,38	430 / 209	90 / 26	75	Астраханская ТЭЦ
T-18/27-4,4	4,4 / 0,60	420 / 231	91 / 25	75	Астраханская ТЭЦ
T-23/32-7,5	7,5 / 0,70	540 / 250	103 / 15	75	Елабужская ТЭЦ
T-23/35-6,5	6,5 / 0,60	535 / 210	115 / 13	100	ГТЭС «Щербинка»
T-23/36-3,8	3,8 / 0,57	397 / 223	123 / 44	90	Липецкая ТЭЦ-2
T-27/38-7,4	7,4 / 0,70	525 / 209	116 / 24	120	Астраханская ГРЭС
T-29/38-5,8	5,8 / 0,57	520 / 216	118 / 22	120	Измаильская ТЭЦ
T-29/44-5,4	5,4 / 0,57	211 / 214	137 / 23	120	Омская ТЭЦ
T-30/36-3,4	3,4 / -	435 / -	150 / -	120	Котельная, г. Курск
Tп-35/40-8,8	8,8 / 0,60	500 / 210	150 / 51	110	Новокуйбышевская ТЭЦ-1
T-37/47-7,7	7,7 / 0,59	498 / 200	144 / 43	150	Кандыгагашская ТЭЦ
T-40/50-8,8	8,8 / 0,71	550 / 208	165 / 16	115	Казанская ТЭЦ-1
T-43/54-7,8	7,7 / 0,59	501 / 203	173 / 34	170	ОАО «Мосэнерго»
T-51/65-7,3	7,3 / 0,52	544 / 209	200 / 40	190	Центральная ТЭЦ
T-48/62-7,4	7,4 / 0,62	505 / 210	195 / 48	190	Дягилевская ТЭЦ
T-50/64-7,4	7,4 / 0,69	515 / 222	190 / 47	190	ГТЭС «Щербинка»
T-53/67-8,0	8,0 / 0,60	488 / 208	212 / 57	230	Минская ТЭЦ-3, Беларусь
T-56/70-6,8	6,8 / 0,62	506 / 206	225 / 57	230	Ново-Свердловская ТЭЦ
T-58/72-8,0	8,0 / 0,50	539 / 212	234 / 33	230	Юго-Западная ТЭЦ
T-58/74-6,7	6,7 / 0,62	506 / 206	225 / 57	230	ТЭЦ «Парнас»
T-63/76-8,8	8,8 / 1,40	518 / 299	237 / 35	230	Ижевская ТЭЦ-1
КТ-63-7,7	7,7 / 11,5	475 / 274	208 / 44	230	ТЭЦ «Академическая»
T-71/88-8,8	8,8 / 0,57	545 / 220	250 / 58	300	«Молжаниновка», Москва
T-78/105-6,8	6,8 / 0,65	500 / 231	310 / 70	325	Нижегородская ТЭЦ
T-78/97-6,8	6,8 / 0,60	498 / 231	310 / 70	300	Уренгойская ГРЭС
T-83/110-6,8	6,8 / 0,67	504 / 228	308 / 78	325	Горьковская ТЭЦ
T-92/133-12,9	12,9 / 0,60	538 / 304	320 / 33	410	Среднеуральская ГРЭС
T-112/130-12,5	12,5/2,9*/0,41	560/560*/290	276 /28* /47	410	Липецкая ТЭЦ-2
T-113/145-12,4	12,4/2,7*/0,47	562/560*/245	300 /52* /45	410	Краснодарская ТЭЦ
T-118/154-7,7	7,7 / 0,58	470 / 225	470 / 128	450	Тюменская ТЭЦ-2
T-127/159-7,6	7,6 / 0,62	513 / 189	484 / 112	450	Правобережная ТЭЦ-5
ТК-74/60-7,0	7,0 / 0,63	490 / 220	159 / 38	180	Новоуренгойская ТЭЦ
КТ-34/41-4,0	4,0 / 0,57	420 / 210	150 / 25	100	Кировская ТЭЦ
К-39-7,5	7,5 / 0,56	520 / 220	118 / 20	120	Краснодарская ТЭЦ
К-67-8,1	8,1 / 0,70	490 / 230	210 / 27	200	Верхнетагильская ГРЭС
К-74-6,8	6,8 / 0,60	505 / 205	225 / 52	225	Заинская ГРЭС
К-105-6,8	6,8 / 0,66	500 / 231	310 / 70	325	Ивановские ПГУ
К-145/150-12,0	12,0/2,8*/0,46	554/557*/243	300 /62* /40	410	Астраханская ТЭЦ-2
К-300-12,4	12,4/2,7*/0,47	562/560*/245	600 /105* /90	900	Нижевартовская ГРЭС

* Параметры пара контура СД (среднего давления)

4.2. Паровая турбина Т-22/28-2,8 УТЗ для ПГУ-90

Теплофикационная паровая турбина Т-22/28-2,8 предназначена для работы в составе одноконтурной ПГУ-75. Параметры пара контура ВД от котла-утилизатора (КУ) приняты в соответствии с материалами проекта.

Турбина одноцилиндровая, с одноступенчатым подогревом сетевой воды (рис. 4.3).

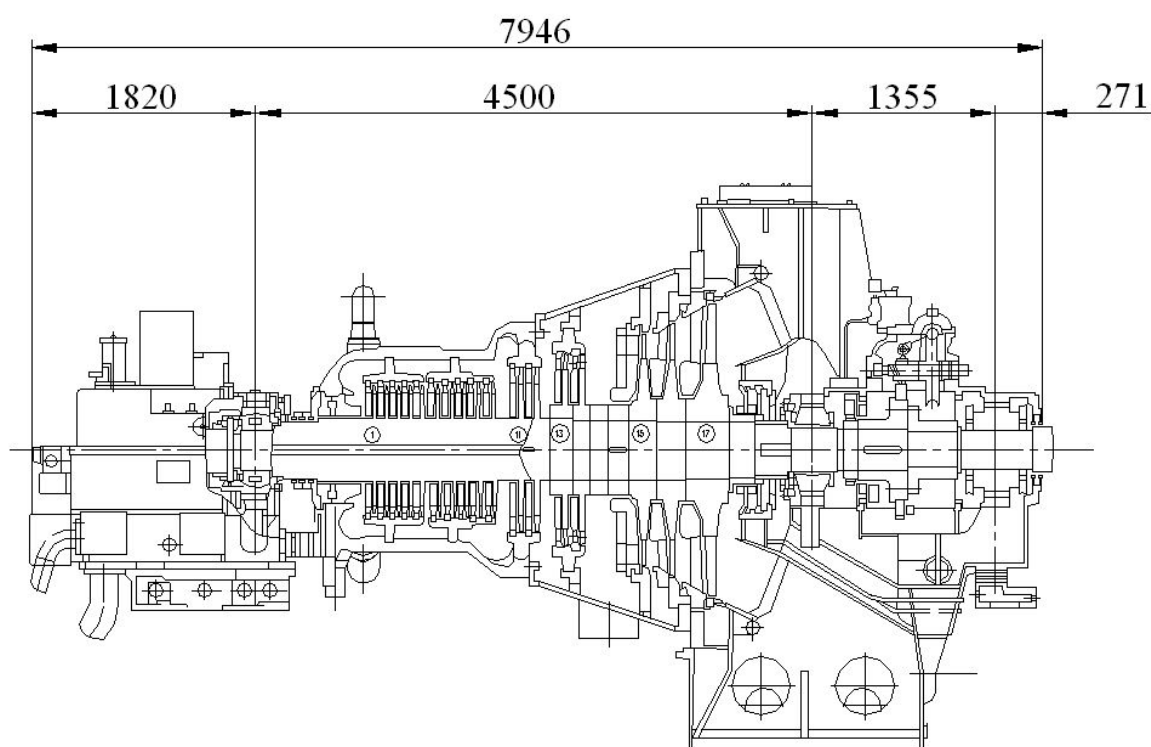


Рис. 4.3. Паровая турбина Т-22/28-2,8 УТЗ для ПГУ-75

Проточная часть ЦВД разработана на базе серийной турбины ПТ-30/35-90/10-5 (далее ПТ-30). Корпус цилиндра – сварно-литой. Литая часть унифицирована с турбиной К-63-8,8, выхлопная часть разработана на базе той же турбины ПТ-30. Проточная часть состоит из 17 ступеней. Корневой диаметр рабочих лопаток ступеней 1-10 составляет 905 мм. По профилю рабочие лопатки ступеней 1-10 унифицированы с рабочими лопатками ЧВД турбины ПТ-30. В этих ступенях применены высокоэкономичные осерадиальные бандажные уплотнения. Ступени 11-17 практически полностью унифицированы со ступенями 12-18 турбины ПТ-30. Диски

ступеней 1-12 откованы заодно с валом, остальные диски – насадные. Парораспределение ЧВД дроссельного типа, регулирующей ступени нет. Отбор пара на подогреватель сетевой воды горизонтальный (ПСГ), производится из камеры после 14-й ступени. Регулирование давления в камере отбора на ПСГ осуществляется регулирующей диафрагмой 15-й ступени. Регулирующая диафрагма выполнена плотной, в результате чего при работе по тепловому графику расход пара в конденсатор не превышает 4 т/ч. Высота рабочих лопаток последней ступени составляет 432 мм.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки показана на рис. 4.4.

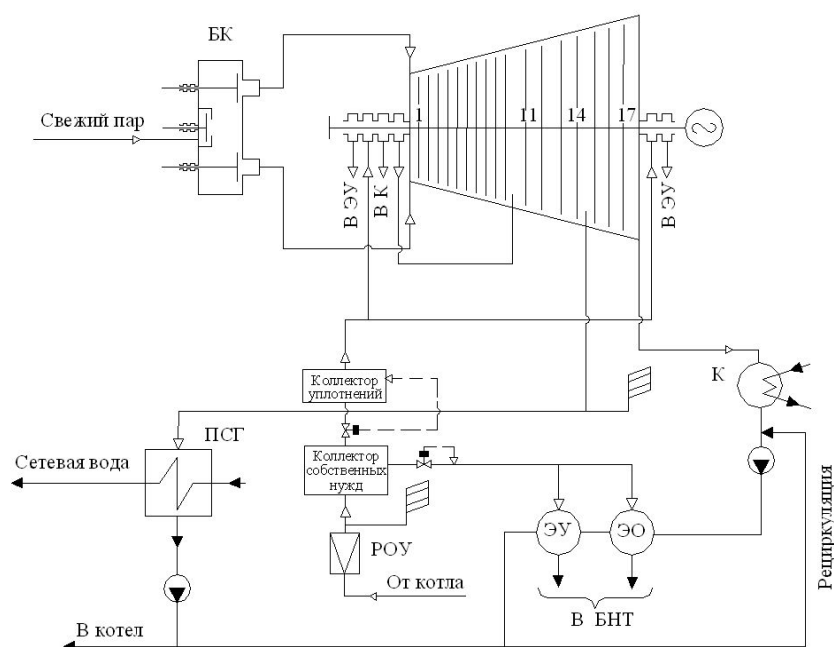


Рис. 4.4. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-22/28-2,8:

БК – блок клапанов; *ПСГ* – подогреватель сетевой воды горизонтального типа;

ЭУ – эжектор уплотнений; *ЭО* – эжектор основной; *РОУ* – редукционная охлаждающая установка; *К* – конденсатор

Свежий пар (контура ВД) КУ подводится к блоку клапанов (БК), состоящему из стопорного клапана с автозатвором и двух регулирующих клапанов со своими сервомоторами, а от него – к турбине.

Турбина комплектуется конденсатором К-2000 (площадь поверхности теплообмена 2000 м², расход охлаждающей воды 5000 м³/ч) и одним ПСГ-1300 (площадь поверхности теплообмена 1300 м², расход сетевой воды

до 2000 м³/ч). Турбина может быть сопряжена с генератором, изготовленным на любом заводе, в том числе генератором с воздушным охлаждением ТФ-32-2 с воздушным охлаждением производства НПО «ЭЛСИБ» ОАО.

Основные характеристики турбины приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Показатели паровых турбин для ПГУ мощностью 75...90 МВт

Наименование показателя	Марка турбины				
	Т-22/28-2,8		ПТ-22/35-7,5		
	Режим работы				
	Средне-зимний	Летний	Средне-зимний	ПТ	Конд.
Параметры пара ВД: давление, МПа температура, °С расход, т/ч	2,8 375 130,0	2,8 375 130,0	7,5 513 115,8	7,6 531 116,2	7,6 521 117,2
Параметры пара НД: давление, МПа температура, °С расход (в турб./на произ.), т/ч	- - -	- - -	1,3 299 10,9	1,4 302 0/10,3	1,35 298 11,0
Параметры пара в производственном отборе: давление, МПа расход, т/ч	- -	- -	- -	1,4 18,8	- -
Давление в отопительном отборе, МПа: номинальное диапазон	0,098 0,059- 0,245	- -	0,098 0,059- 0,245	- -	- -
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	210	-	240	-	-
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	12	23	23
Электрическая мощность, МВт	22,3	28,6	26,0	30,3	35,2

Предварительные габариты компоновки турбоустановки Т-22/28-2,8 с генератором типа ТФ-32-2: длина 24 м, ширина 16 м, отметка обслуживания турбины от пола машзала +8,0 м, приямок под конденсатные насосы глубиной 2,5 м.

4.3. Паровая турбина ПТ-22/35-7,5 УТЗ для ПГУ-90

Теплофикационная паровая турбина предназначена для работы в составе двухконтурной ПГУ-90.

Турбина одноцилиндровая, с одноступенчатым подогревом сетевой воды (рис. 4.5). Проточная часть части высокого давления (ЧВД) разработана на базе серийной турбины ПТ-30. Корпус цилиндра – сварно-литой. Литая часть унифицирована с турбиной ПТ-30, выхлопная часть разработана на базе турбины Т-50/60-130 (далее Т-60). Проточная часть состоит из 22 ступеней. Корневой диаметр рабочих лопаток ступеней 1-13 составляет 750 мм. По профилю рабочие лопатки ступеней 1-11 унифицированы с

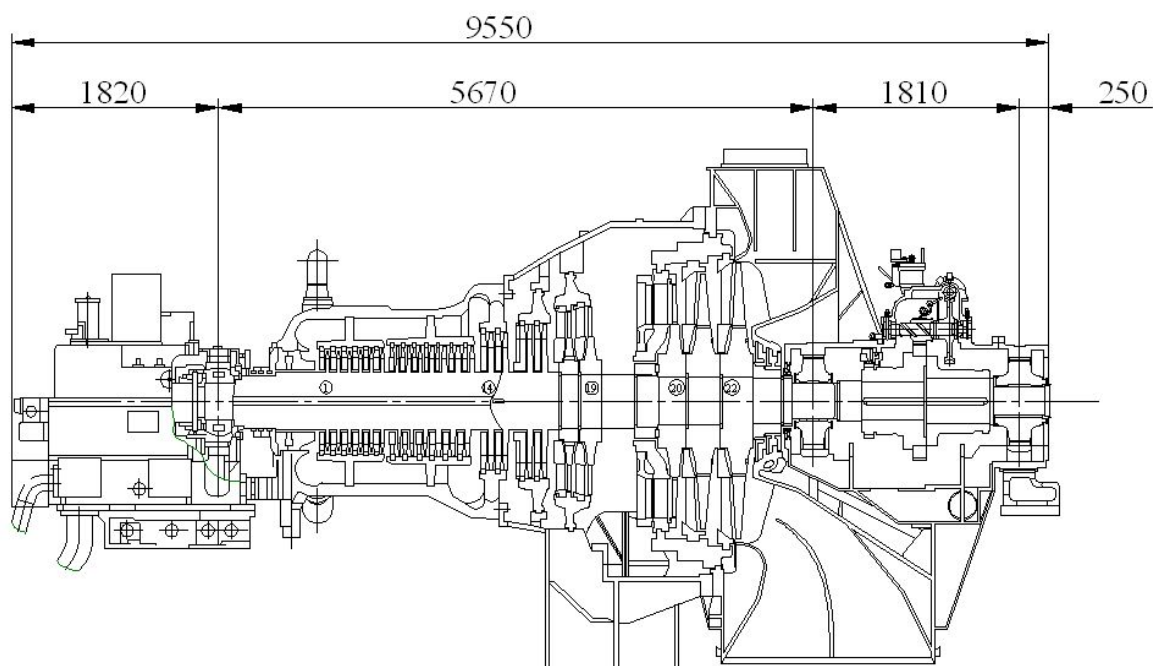


Рис. 4.5. Паровая турбина ПТ-22/35-7,5 УТЗ для ПГУ-90

рабочими лопатками ЧВД турбины ПТ-30. Ступени 12-15 разработаны новые на базе существующего облопачивания с корневым диаметром рабочих лопаток 1000 мм. Ступени 16-22 полностью унифицированы со ступенями 12-18 турбины ПТ-30. Диски ступеней 1-17 откованы заодно с валом, остальные диски – насадные. Парораспределение ЧВД дроссельного типа, регулирующей ступени нет. Отбор пара на ПСГ производится из камеры после 19-й ступени. Регулирование давления в камере отбора на ПСГ осуществляется регулирующей диафрагмой 20-й ступени. Регулирующая диафрагма выполнена плотной, в результате чего при работе по тепловому

Принципиальная тепловая схема турбоустановки показана на рис. 4.6. Пар ВД от КУ подводится к стопорно-регулирующему клапану (СРК), состоящему из стопорного клапана с автозатвором и регулирующего со своим сервомотором, а от него – к турбине. Пар НД от КУ также подводится к СРК и далее в камеру турбины после 15-й ступени. Из этой же камеры отбирается пар на производство. Регулирование давления в производственном отборе осуществляется регулирующей диафрагмой 18-й ступени.

СРК – стопорно-регулирующий клапан; *ЭУ* – эжектор уплотнений; *ЭО* – эжектор основной; *РОУ* – редукционная охлаждающая установка; *К* – конденсатор

90

сетевой воды до 2000 м³/ч). Турбина может быть сопряжена с генератором, изготовленным на любом заводе, в том числе генератором с воздушным охлаждением ТФ-32-2 производства НПО «ЭЛСИБ» ОАО.

Предварительные габариты компоновки турбоустановки с генератором ТФ-32-2: длина 22,5 м, ширина 16 м, отметка обслуживания турбины от пола машзала +8,0 м, приямок под конденсатные насосы глубиной 2,5 м.

4.4. Паровая турбина Т-43/54-7,8 УТЗ для ПГУ-170

Турбина разработана в состав ПГУ, в которую, кроме нее, входит газовая турбина GT11N2 фирмы «Альстом» номинальной мощностью 110 МВт и котел-утилизатор ОАО «ЗИОМАР» (г. Подольск).

Турбина (рис. 4.7) двухцилиндровая и разработана на базе турбины Т-60. Парораспределение дроссельного типа. Пар ВД от КУ подводится к стопорно-регулирующему клапану (СРК), а от него четырьмя трубами – к корпусу цилиндра высокого давления (ЦВД): по две в верхнюю и по две в нижнюю половину цилиндра, что обеспечивает равномерную раздачу пара по окружности первой ступени давления.

ЦВД безбойменной конструкции. Исходя из работы турбины на скользящем давлении, в нем не предусмотрено регулирующей ступени. Проточная часть ЦВД состоит из 10 ступеней давления с диаметром корня

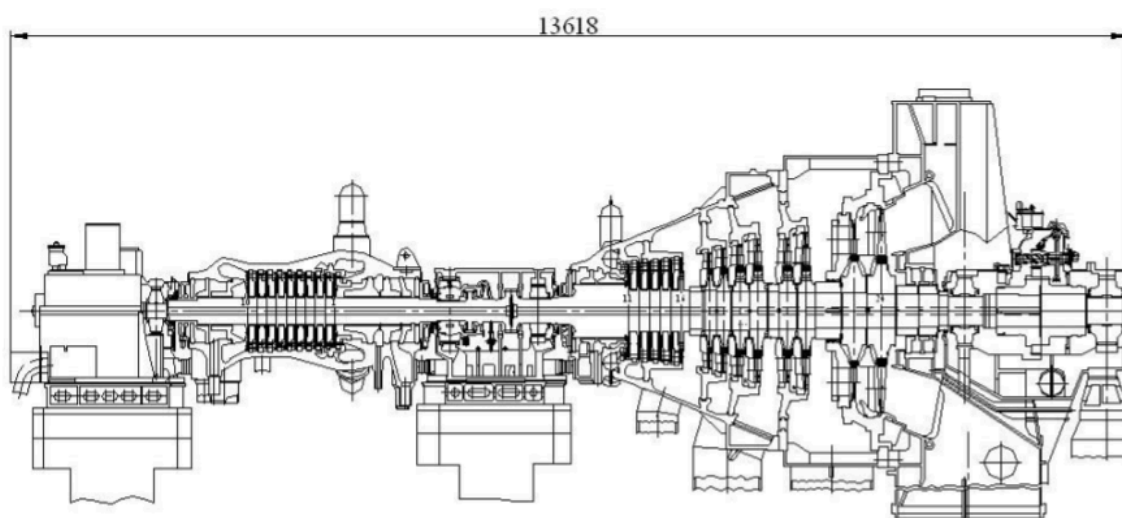


Рис. 4.7. Паровая турбина Т-43/54-7,8 УТЗ для ПГУ-170

рабочих лопаток 800 мм. Все ступени снабжены высокоэкономичными и надежными в эксплуатации (из-за выполнения в них радиальных зазоров 4...5 мм вместо 1...1,5 мм в уплотнениях радиального типа) осерадиальными бандажными уплотнениями, диски ступеней откованы заодно с валом. Для повышения маневренности турбины предусмотрен подвод большого количества пара повышенного давления в обнизку фланцевого горизонтального разъема из зоны за регулирующим клапаном.

Цилиндр низкого давления (ЦНД) сварно-литой и максимально унифицирован с ЦНД турбины Т-60. Проточная часть его состоит из 14 ступеней. Диски ступеней 11-16 откованы заодно с валом, остальные диски насадные. Для передачи крутящего момента диски насажены на вал с натягом. Вместе с тем в условиях эксплуатации возможно временное ослабление посадки диска на валу, например, при быстром увеличении температуры в проточной части, когда диск может прогреться быстрее вала. Для того чтобы гарантировать передачу крутящего момента в таких условиях, ранее между диском и валом устанавливали осевые шпонки. В настоящей конструкции для этих целей применены торцевые шпонки, что повышает надежность работы в зоне фазового перехода. Ступени 11-16 полностью унифицированы со ступенями 10-15 ЦНД турбины Т-60, а ступени 17-24 – со ступенями 18-25 турбины Т-60. Ступени 11-16 снабжены осерадиальными бандажными уплотнениями, а ступени 18-23 – бандажными уплотнениями радиального типа. Последняя ступень турбины имеет высоту рабочих лопаток 550 мм и полностью унифицирована не только с турбинами мощностью 50 МВт типа «Т» и «ПТ», но и с аналогичной ступенью турбины Т-100/110-130 (далее Т-110). Имеется также полная унификация и с регулирующей ступенью части низкого давления (ЧНД) этих турбин. Облопачивание указанных ступеней проверено в длительной эксплуатации большого парка турбин завода в широком диапазоне режимов с изменением массового расхода и давления в конденсаторе.

В камеру после 16-й ступени осуществлен подвод пара НД от КУ. Для организации этой камеры удалены в ЦНД турбины Т-60 16-я и 17-я ступени давления и обойма, в которой были размещены их диафрагмы. При этом 15-я ступень из этой обоймы перенесена в обойму ступеней 12-14 (нумерация ступеней – по ЦНД турбины Т-60).

В блоке переднего подшипника размещены опорный вкладыш и следующие узлы регулирования и защиты: насосная группа, блок регулирования, золотники автомата безопасности, тахометрический комплекс и узлы электроавтоматики. В блоке среднего подшипника размещены опорный вкладыш заднего подшипника ЦВД, упорный подшипник и вкладыш переднего подшипника ЦНД. Во встроенной коробке заднего подшипника ЦНД размещены задний вкладыш ротора НД, передний вкладыш ротора генератора и реле обратной мощности. На корпусе подшипника расположен валоповорот.

Отбор пара на ПСГ-2 осуществлен из камеры после 20-й ступени и на ПСГ-1 – из камеры после 22-й ступени.

Регулирование давления в отопительных отборах или температуры подогрева сетевой воды при одно- и двухступенчатом подогреве сетевой воды осуществляется регулирующей диафрагмой ЧНД (23-я ступень).

Для повышения надежности работы турбины на режимах сброса электрической нагрузки на трубопроводе подвода пара НД от КУ установлен защитно-регулирующий клапан (ЗРК).

Следует отметить, что для надежной работы КУ температура питательной воды на входе должна быть не менее 60...65 °С. В случае необходимости для обеспечения этой температуры на части режимов, особенно конденсационных, в схему ПГУ может быть введен подогреватель низкого давления, питающийся паром из камеры отбора на ПСГ-1.

Турбина комплектуется конденсатором типа К-3100 поверхности теплообмена 3100 м² и расходом охлаждающей воды 8000 м³/ч и двумя

подогревателями сетевой воды горизонтального типа ПСГ-1300 поверхностью теплообмена 1300 м² и расходом сетевой воды 3000 м³/ч.

Конденсатор имеет встроенный пучок для пропуска сетевой, подпиточной или циркуляционной воды. При работе на встроенном пучке и минимальном пропуске пара в ЧНД основные пучки конденсатора отключают, что позволяет при охлаждении последнего сетевой или подпиточной водой не только утилизировать теплоту вентиляционного расхода пара в ЧНД, но и получить экономию электроэнергии на собственные нужды, а при пропуске циркуляционной воды – только экономию электроэнергии. Низкопотенциальная часть в составе конденсатора К-3100 и лопатки последней ступени высотой 550 мм была признана оптимальной.

Показатели турбины Т-43/54-7,8 для ПГУ-170 на трех характерных режимах представлены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Показатели турбины Т-43/54-7,8 для ПГУ-170

Наименование показателя	Режим работы (температура наружного воздуха, °С)		
	-28	-3,1	+15
Параметры пара ВД:			
давление, МПа	7,96	7,84	7,7
температура, °С	489,3	494,7	501
расход, т/ч	179,3	176,1	172,5
Параметры пара НД:			
давление, МПа	0,589	0,589	0,589
температура, °С	204,6	204,1	203,5
расход, т/ч	42,4	33,6	33,6
Температура обратной сетевой воды, °С	70	50	-
Давление в верхнем отопительном отборе, МПа	0,157	0,098	-
Электрическая мощность, МВт	40,2	42,9	54,3
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	460	444	-
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	-	-	10050
Расход пара в конденсатор, т/ч	7,7	2,9	203,9
Давление в конденсаторе, кПа	3,8	3,8	7,0

Удельный расход теплоты рассчитывается по формуле, кДж/кВт·ч,

$$q_{\text{ек}} = \frac{G_{\text{ВД}}(h_{\text{ВД}} - h_{\text{Д}}) + G_{\text{НД}}(h_{\text{НД}} - h_{\text{Д}})}{N_{\text{е}}},$$

где $G_{\text{ВД}}$, $G_{\text{НД}}$ – соответственно расход пара ВД и НД, кг/ч; $h_{\text{ВД}}$, $h_{\text{НД}}$ – теплосодержание пара ВД и НД, кДж/кг; $h_{\text{Д}}$ – теплосодержание питательной воды после деаэратора давлением 0,59 МПа; $N_{\text{е}}$ – электрическая мощность турбины, кВт.

4.5. Паровая турбина ТК-74/60-7,0 УТЗ для ПГУ-180

Паровая турбина ТК-74/60-7,0 разработана в состав ПГУ, в которую входят две газовые турбины типа GT80FC2 производства фирмы Альстом номинальной мощностью 57 МВт каждая и два КУ.

Турбина двухцилиндровая, разработана на базе двухцилиндровой турбины типа Т-53/67-8,0 (далее Т-53) и конструктивно очень на нее похожа. Парораспределение ЦВД дроссельного типа, регулирующей ступени нет и в корпусе цилиндра расположено 10 ступеней давления с диаметром корня рабочих лопаток 800 мм. Все ступени снабжены осерадиальными бандажными уплотнениями. Диски ступеней откованы заодно с валом. Как и в турбине Т-53, имеется подвод пара после регулирующего клапана в обнizку фланцевого горизонтального разъема.

Проточная часть ЦНД состоит из 14 ступеней. Ступени 10-15 новые, выполнены с диаметром корня рабочих лопаток 1000 мм и снабжены осерадиальными бандажными уплотнениями. Ступени 16...25 полностью унифицированы со ступенями 17-25 турбины Т-53. Высота рабочих лопаток последней ступени, как и в турбине Т-53, составляет 550 мм. Имеется практически полная унификация корпусов подшипников и вкладышей с турбиной Т-53.

Турбина имеет ограниченную тепловую нагрузку в диапазоне 314...393 ГДж/ч и в связи с этим значительный пропуск пара в конденсатор на всех режимах работы, что нашло отражение в ее маркировке.

Турбина комплектуется двумя ПСГ-1300 и конденсатором К-3100 с трубками теплообмена из нержавеющей стали ввиду применения сухой градирни и в связи с этим с температурой охлаждающей воды на выходе из конденсатора на части конденсационных режимов более 50 °С, что не позволяет применить трубки теплообмена из материала МНЖ5-1.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки ТК-74/60-7,0 показана на рис. 4.8. Дополнительно к особенностям, упомянутым при описании принципиальной тепловой схемы турбоустановки Т-53, необходимо отметить следующее.

Имеется коллектор пара ВД, в который подводится пар от котлов-утилизаторов и пар аналогичных параметров химкомбината, получаемый в результате использования теплоты технологических процессов. Подвод пара к турбине осуществляется от блока клапанов, состоящего из стопорного клапана с автозатвором и двух регулирующих клапанов, управляемых своими сервомоторами. На трубопроводах подвода пара НД от КУ установлены два ЗРК.

Конденсатор и его встроенный пучок охлаждаются обессоленной водой, циркулирующей в трубной системе конденсатора и сухой градирни. Охлаждение воды в градирне осуществляется путем нагнетания воздуха вентиляторами по поверхности трубной системы градирни.

Ввиду ограниченной тепловой нагрузки рассматривалась возможность применения конденсатора К-6000 поверхностью теплообмена 6000 м² и расходом охлаждающей воды 13500 м³/ч, однако из-за увеличения стоимости градирни и расхода электроэнергии на собственные нужды этот вариант был заказчиком отвергнут.

В системе регенерации имеется ПНД, питаемый из камеры отбора пара на ПСГ-1 и позволяющий на части теплофикационных режимов с ограниченной тепловой нагрузкой и конденсационных режимах подогревать питательную воду до 60 °С и выше. На теплофикационных режимах со значительной тепловой нагрузкой указанный ПНД отключен.

Показатели турбины на двух режимах помещены в табл. 4.4.

Как видно из табл. 4.4, турбина на теплофикационном режиме ($t_{\text{нв}} = -13 \text{ }^{\circ}\text{C}$) имеет электрическую мощность 74 МВт, тепловую нагрузку 314 ГДж/ч, а на конденсационном режиме ($t_{\text{нв}} = +15 \text{ }^{\circ}\text{C}$) – электрическую мощность 60 МВт.

Таблица 4.4

Показатели турбины ТК-74/60-7 для ПГУ-180

Наименование показателя	Режим работы	
	Теплофикационный	Конденсационный
Параметры пара коллектора ВД:		
давление, МПа	6,85	6,85
температура, $^{\circ}\text{C}$	482	490
расход, т/ч:		
от КУ	164	158,4
от химкомбината	107	47
Параметры пара НД:		
давление, МПа	0,63	0,63
температура, $^{\circ}\text{C}$	220	220
расход, т/ч	41,6	74,4
Температура сетевой воды, $^{\circ}\text{C}$		
прямая	96,5	-
обратная	56,5	-
Электрическая мощность, МВт	74	60
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	314	-
Расход пара в конденсатор, т/ч	165	277,6
Давление в конденсаторе, кПа	7,8	20,7

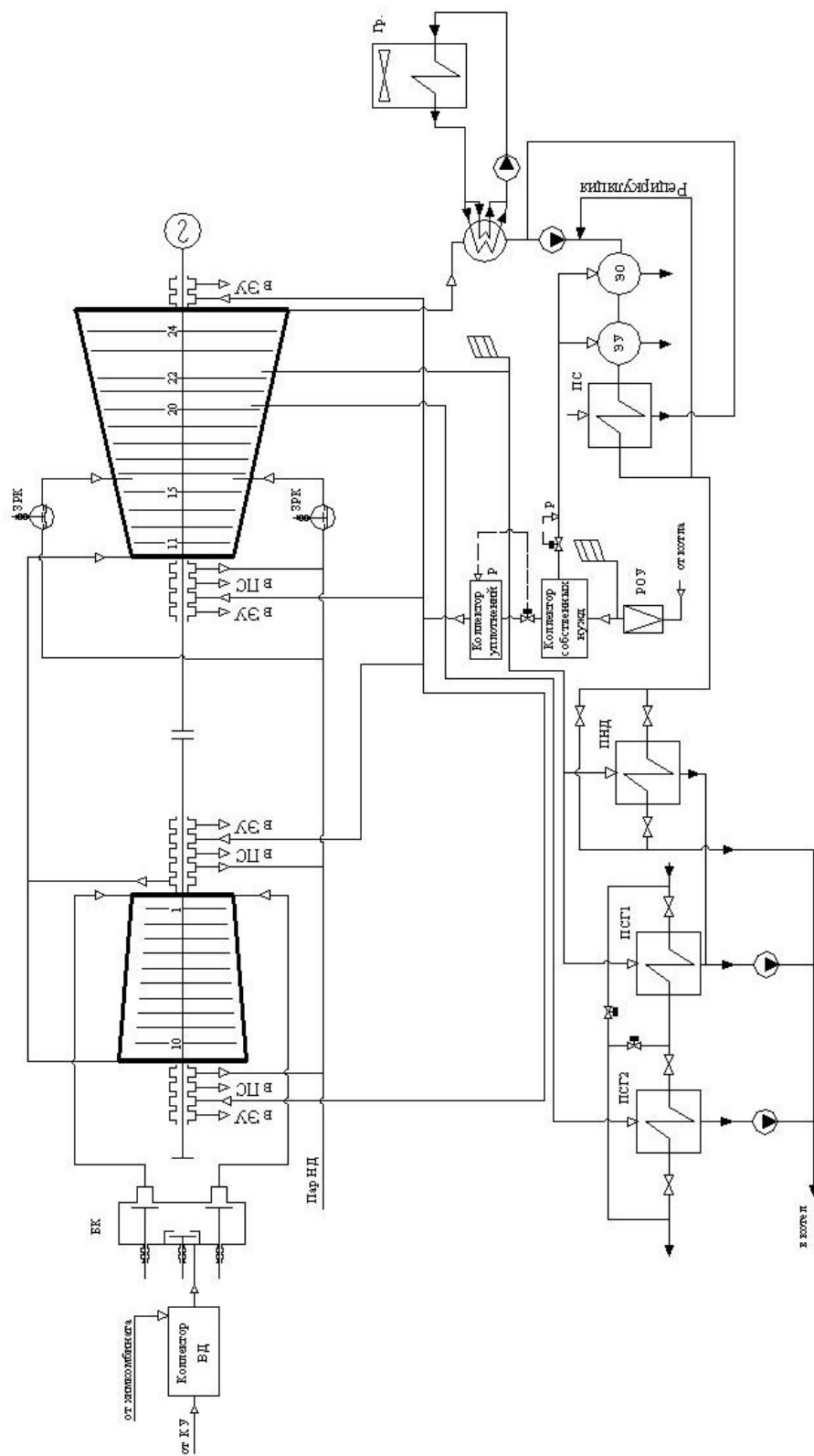


Рис. 4.8. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ТК-74/60-7,0 для ПГУ-180: БК – блок клапанов; ЭУ – эжектор уплотнений; ЭО – эжектор основной; РОУ – редукционная охлаждающая установка; ПСГ1...2 – подогреватели сетевой воды горизонтального типа; ПС – подогреватель сапниковый; КУ – котел-утилизатор; ПНД – подогреватель низкого давления; Гр – градирня

4.6. Паровая турбина Т-56/70-6,8 УТЗ для ПГУ-230

Турбина предназначена для работы в составе двухконтурной ПГУ-230.

В состав ПГУ входят две ГТ и два КУ типа П-88 производства ОАО ИК «ЗИОМАР», г. Подольск.

Турбина (рис. 4.9) одноцилиндровая, с двухступенчатым подогревом сетевой воды разработана на базе ЧВД выпускаемой заводом турбины ПТ-30 и ЦНД серийной турбины Тп-115/125-130-1 (далее Тп-115).

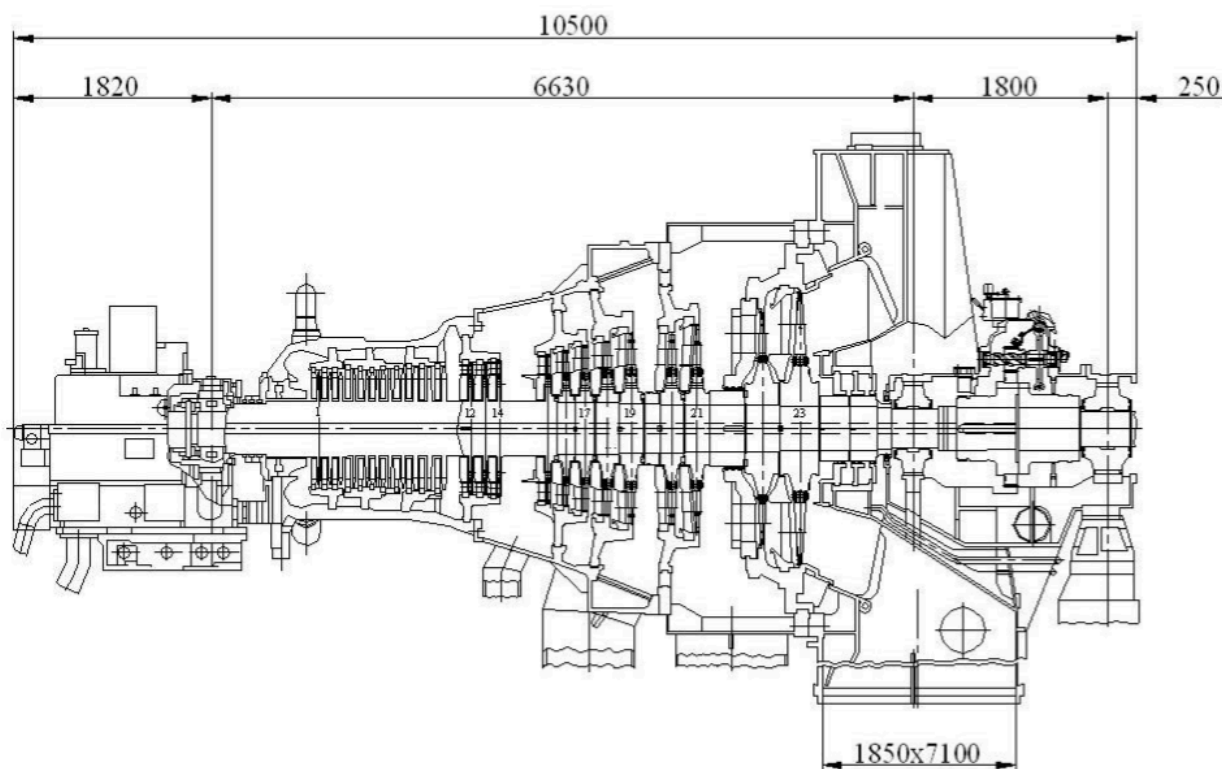


Рис. 4.9. Паровая турбина Т-56/70-6,8 УТЗ для ПГУ-230

Цилиндр сварно-литой. Литая часть унифицирована с турбиной ПТ-30, выхлопная часть – с турбиной Тп-115.

Проточная часть состоит из 23 ступеней. Ступени 1-11 имеют диаметр корня рабочих лопаток 905 мм, ступени 12-14 – диаметр корня 1000 мм. По профилю рабочие лопатки ступеней 1-14 унифицированы с рабочими лопатками ЧВД турбины ПТ-30. В ступенях 1-14 применены высокоэкономичные осерадиальные бандажные уплотнения. Ступени 15-23 практически полностью унифицированы со ступенями 17-25 турбины

Тп-115. Диски ступеней 1-11 откованы заодно с валом, остальные диски насадные. Парораспределение ЧВД дроссельного типа, регулирующей ступени нет. Отбор пара на ПСГ-2 производится из камеры после 19-й ступени и на ПСГ-1 – из камеры после 21-й. Регулирование давления в камере отбора пара на ПСГ-2 при двухступенчатом подогреве сетевой воды и в камере отбора пара на ПСГ-1 при одноступенчатом подогреве сетевой воды осуществляется регулирующей диафрагмой 22-й ступени. Регулирующая диафрагма выполнена плотной, в результате чего при работе турбины по тепловому графику расход пара в ЧНД и конденсатор не превышает 4 т/ч. Высота рабочих лопаток последней ступени 550 мм.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки помещена на рис. 4.10. Пар ВД от КУ подводится к блоку клапанов, состоящему из двух регулирующих клапанов со своими сервомоторами и стопорного клапана с автозатвором, а от него – к турбине. Пар НД от КУ подводится к стопорно-регулирующему клапану и далее в камеру турбины после 14-й ступени. По тракту сетевой воды перед ПСГ-1 установлен охладитель конденсата (ОК). Охлажденный конденсат греющего пара ПСГ-1 и ПСГ-2 подается в охладитель выхлопных газов КУ (ОГ КУ) в целях снижения температуры выхлопных газов и улучшения экологии окружающей среды.

Основные характеристики турбины помещены в табл. 4.5.

С турбиной комплектуется конденсатор К-3100 поверхностью теплообмена 3100 м^2 с расходом охлаждающей воды $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и два ПСГ-1300 поверхностью теплообмена 1300 м^2 с расходом сетевой воды до $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Конденсатор имеет встроенный пучок для пропуска циркуляционной, подпиточной или сетевой воды. Турбина может быть сопряжена с генератором любого завода, в том числе генератором с воздушным охлаждением фирмы НПО «ЭЛСИБ» ОАО типа ТФ-80-2.

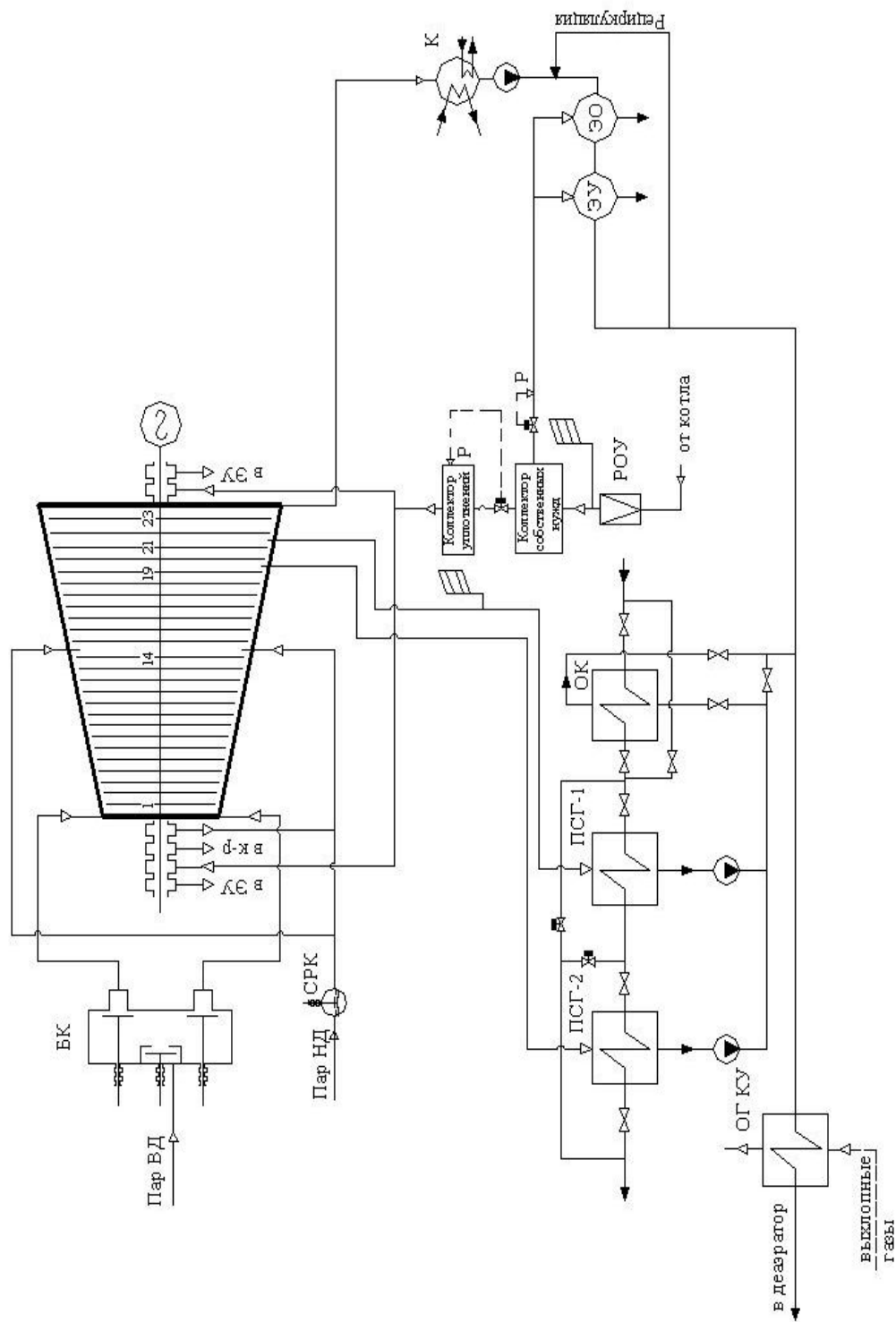


Рис. 4.10. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-56/70-6,8 для ПГУ-230: БК – блок клапанов; СРК – стопорно-регулирующий клапан; ЭУ – эжектор уплотнений; ЭО – эжектор основной; РОУ – редукционная охлаждающая установка; ПСТ1...2 – подогреватели сетевой воды горизонтального типа; ОК – охладитель конденсата; ОГ КУ – охладитель выхлопных газов котла-утилизатора

Предварительные габариты компоновки турбоустановки с генератором ТФ-80-2: длина 28 м, ширина 17 м, отметка обслуживания от пола машинного зала +8,0 м, приямок под конденсатные насосы ПСГ и конденсатора глубиной 2,5 м.

4.7. Паровая турбина ПТ-57/69-8,8 УТЗ для ПГУ-230

Турбина ПТ-57/69-8,8 входит в состав двухконтурной ПГУ-230, состоящей из двух газовых турбин типа PG 6111 производства фирмы GE и двух КУ ОАО ИК «ЗИОМАР». Предполагается установка данной ПГУ на Кировской ТЭЦ-3.

Турбина (рис. 4.11) с регулируемым производственным и отопительным отборами пара разработана на базе ЧВД турбины ПТ-30 и ЦНД выпускаемой заводом турбины ПТ-90/120-130/10-1 (далее ПТ-90). Проточная часть состоит из 19 ступеней. Ступени 1-11 имеют диаметр корня рабочих лопаток 905 мм и снабжены осерадиальными бандажными уплотнениями. Диски этих ступеней откованы заодно с валом. Ступени 12-17 унифицированы со ступенями 16-21, ступени 18-19 – ступенями 24-25 ЦНД турбины ПТ-90.

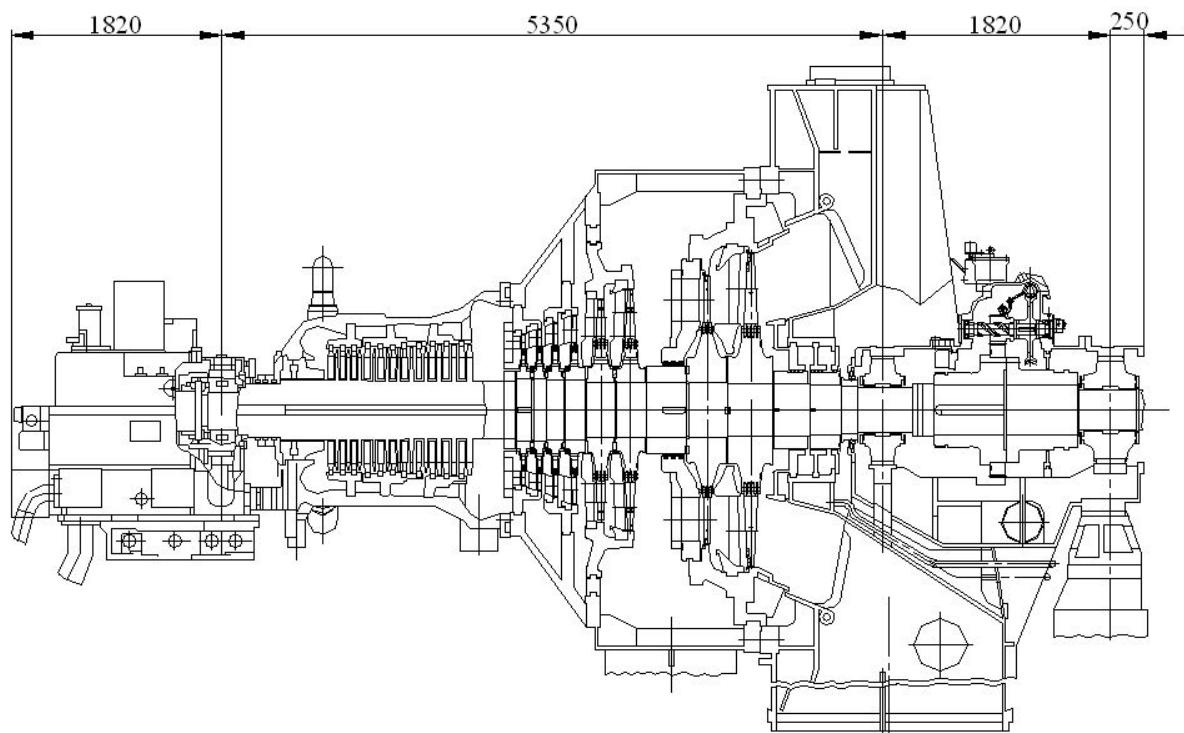


Рис. 4.11. Паровая турбина ПТ-57/69-8,8 УТЗ для ПГУ-230

Парораспределение ЧВД дроссельного типа. Пар ВД подводится к БК и от него к турбине. БК унифицирован с БК турбины Т-53 для Минской ТЭЦ-3. Пар НД подводится к стопорно-регулирующему клапану и далее в камеру проточной части после 11-й ступени. Из этой же камеры отбирается пар на производство. Регулирование давления в производственном отборе осуществляется регулирующей диафрагмой 12-й ступени. Отбор пара на подогреватель сетевой воды осуществляется из камеры проточной части после 17-й ступени. Регулирование давления в отопительном отборе осуществляется регулирующей диафрагмой 18-й ступени. Высота рабочих лопаток последней ступени 550 мм.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-57/69-8,8 аналогична схеме с турбиной Т-56/70-6,8 и отличается только наличием одного отопительного отбора вместо двух, а также наличием производственного отбора пара, поэтому она не приводится.

С турбиной комплектуется конденсатор К-3100 поверхностью теплообмена 3100 м^2 с расходом охлаждающей воды $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и один ПСГ-1300 поверхностью теплообмена 1300 м^2 с расходом сетевой воды до $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Турбина может быть сопряжена с соответствующим генератором, в том числе с генератором с воздушным охлаждением типа ТФ-63-2 производства НПО «ЭЛСИБ» ОАО.

Основные характеристики турбины помещены в табл. 4.5.

Как видно из табл. 4.5, имеются индивидуальные особенности эксплуатации данной турбины в условиях Кировской ТЭЦ-3: в зимний период нет нагрузки ни производственного, ни отопительного отбора пара, а в летний период они имеются.

Таблица 4.5

Показатели турбин для ПГУ-230

Наименование показателя	Марка турбины			
	Т-56/70-6,8		ПТ-57/69-8,8	
	Режим работы			
	Средне-зимний	Летний	Средне-зимний	Летний
Параметры пара ВД:				
давление, МПа	6,77	6,77	8,8	8,8
температура, °С	506	506	535,5	535,9
расход, т/ч	224,9	224,9	215,2	223,0
Параметры пара НД:				
давление, МПа	0,618	0,618	1,08	1,08
температура, °С	206	206	292,6	292,6
расход, т/ч	56,9	56,9	37,2	33,0
Параметры пара в производственном отборе:				
давление, МПа	-	-	1,08	1,08
расход, т/ч	-	-	-	30,0
Давление в верхнем отопительном отборе, МПа:				
номинальное	0,098			
диапазон	0,059-0,245	- -	- -	- -
Давление в нижнем отопительном отборе, МПа:				
номинальное	-	-	-	0,147
диапазон	0,049-0,196	-	-	0,069-0,245
Тепловая нагрузка:				
т/ч	-	-	-	70
ГДж/ч	607	-	-	-
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	15	25
Электрическая мощность, МВт	56,7	70,3	69,0	56,8

Предварительные габариты компоновки турбоустановки с генератором ТФ-63-2: длина 25 м, ширина 16 м, отметка обслуживания турбины от пола машзала +8,0 м, приямок под конденсатные насосы глубиной 2,5 м.

4.8. Паровая турбина Т-53/67-8,0 УТЗ для ПГУ-230

Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 [16-18, 21] работает в составе ПГУ Минской ТЭЦ-3. В состав ПГУ входит газовая турбина производства фирмы «Альстом» номинальной мощностью 160 МВт и котел-утилизатор производства фирмы SES (Словакии).

Турбина Т-53/67-8,0 (рис. 4.12) представляет собой двухцилиндровый агрегат, разработанный на базе серийной турбины Тп-115. В конструкции турбины Т-53/67-8,0 реализованы как уже отработанные решения, так и ряд принципиально новых, обусловленных прежде всего тем, что она проектировалась для работы в составе ПГУ.

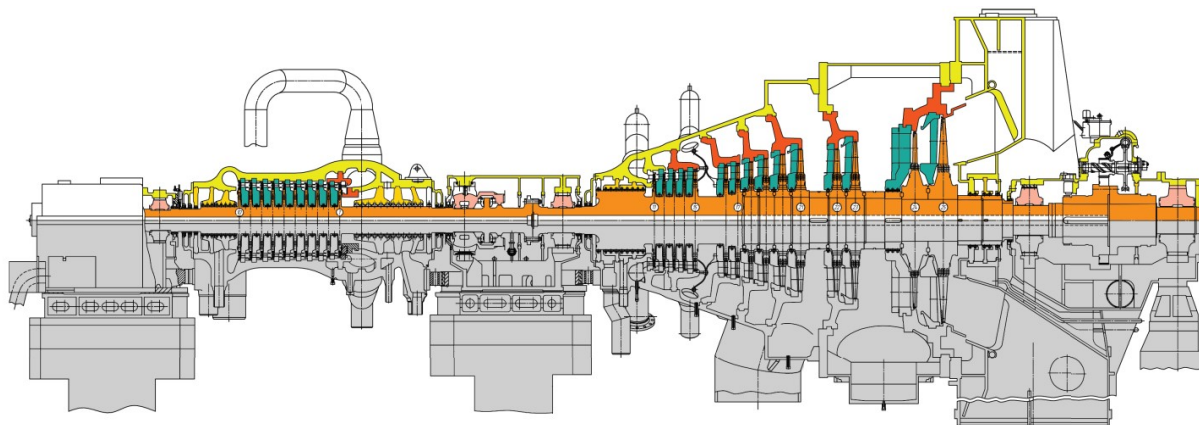


Рис. 4.12. Паровая турбина Т-53/67-8,0 УТЗ для ПГУ-230

Пар ВД от КУ подводится от блока клапанов, состоящего из стопорного клапана с автозатвором и двух регулирующих клапанов (РК), управляемых своими сервомоторами, к корпусу ЦВД четырьмя трубопроводами, симметрично по два снизу и по два сверху. Пар НД от КУ подводится в промежуточный отсек ЦНД через два блока СРК НД.

Предполагается работа турбины на скользящих параметрах пара, поэтому в ЦВД применено дроссельное парораспределение. Таким образом, в ЦВД отсутствует регулирующая ступень и соответственно массивный диск регулирующей ступени (РС). Данное обстоятельство определяет повышенную надежность и маневренность турбины по сравнению с серийными турбинами типа Т-100 всех модификаций. Проведенные расчеты температурных полей и температурных напряжений в роторе ВД при наиболее опасном с точки зрения возникновения температурных напряжений режиме – пуске из холодного состояния – показали, что в роторе на протяжении всего пуска не возникает напряжений, превышающих предел текучести роторной стали: 25Х1М1ФА (Р2МА).

Корпус ЦВД выполнен на базе отливки ЦВД турбины Тп-115. В нем расположено 10 ступеней давления с диаметром корня рабочих лопаток 800 мм. Диски ступеней откованы заодно с валом. Ступени 1-10 снабжены высокоэкономичными надбандажными уплотнениями.

ЦНД сварно-литой и максимально унифицирован с ЦНД турбины Тп-115. В корпусе расположено 15 ступеней, в том числе регулирующая ступень ЧНД. Ступени 11-17 имеют диаметр корня рабочих лопаток 1000 мм и снабжены осерадиальными надбандажными уплотнениями, их диски откованы заодно с валом. Диски ступеней 18-25 насадные. Для передачи крутящего момента к валу в случае исчезновения натяга применены торцевые шпонки. Рабочие лопатки ступеней 16...19 и 21, 24, 25 полностью унифицированы с рабочими лопатками аналогичных ступеней турбины Тп-115. Для повышения надежности рабочие лопатки ступеней 20 и 22 выполнены на основании профиля рабочих лопаток 21-й ступени. По диафрагмам ступеней 16-21 имеется унификация с аналогичными ступенями только по решеткам, диафрагмы ступеней 22-25 полностью унифицированы с диафрагмами ступеней 22-25 турбины Тп-115. В камеру после 15-й ступени осуществлен подвод пара НД. Отбор пара на ПСГ-2 осуществлен после 21-й ступени и на ПСГ-1 – после 23-й ступени. В турбине применяется плотная

регулирующая диафрагма ЧНД, благодаря чему расход пара на режимах работы по тепловому графику не превышает 4 т/ч.

Применение в турбине дроссельного парораспределения потребовало проработки вариантов конструкций узла паровпуска в целях обеспечения равномерного поля скоростей в окружном и осевом направлениях на входе в первую ступень.

Необходимо отметить, что применение в турбине дроссельного парораспределения потребовало спроектировать новый выносной БК (рис. 4.13). Это позволило не только исключить из конструкции узел кулачкового распределительного устройства (КРУ), который обладает пониженной надежностью, но и обеспечить равномерное поле скоростей перед первой ступенью турбины на режимах частичных нагрузок путем подачи пара в диаметрально противоположные патрубки.

Корпус БК – сварно-кованный, состоящий из сваренных между собой паровой коробки СК, раздающей коробки СК, патрубков подвода пара, промежуточных патрубков, паровых коробок РК и патрубков отвода

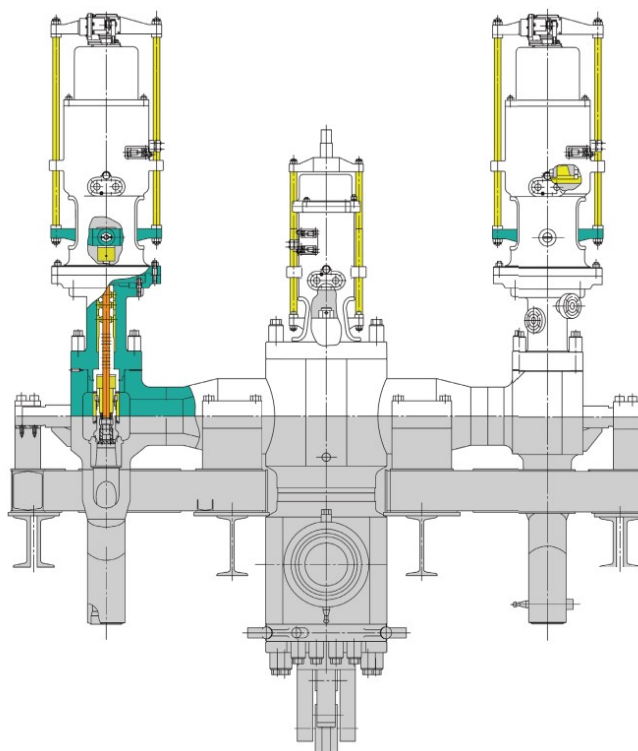


Рис. 4.13. Блок клапанов ВД паровой турбины Т-53/67-8,0 УТЗ для ПГУ-230

пара. На входе в клапанный канал СК, образованный профильными поверхностями чаши клапана и седла, установлено паровое сито.

Вследствие того, что ПГУ работает по двухконтурной схеме, возникла необходимость установки СРК (рис. 4.14) на трубопроводе подвода пара НД от КУ в промежуточный отсек ЦНД.

Корпус клапана *1* сваривается из двух отливок из стали 25Л. Пар от КУ подводится по горизонтальному патрубку *2*. Для исключения возможности попадания остатков сварки и посторонних предметов в блоки СРК и проточную часть турбины в корпусе установлено паровое сито *3*. Привод стопорного клапана *4* осуществляется автозатвором *5* посредством рычагов *6* и штока *7*. Привод регулирующего клапана *8* осуществляется сервомотором *9* через шток *10*, который проходит внутри штока стопорного клапана *7*. Пар из клапана отводится по двум патрубкам *12*. Блок клапанов СРК устанавливается на раме *13*, привариваемой к металлоконструкциям машзала.

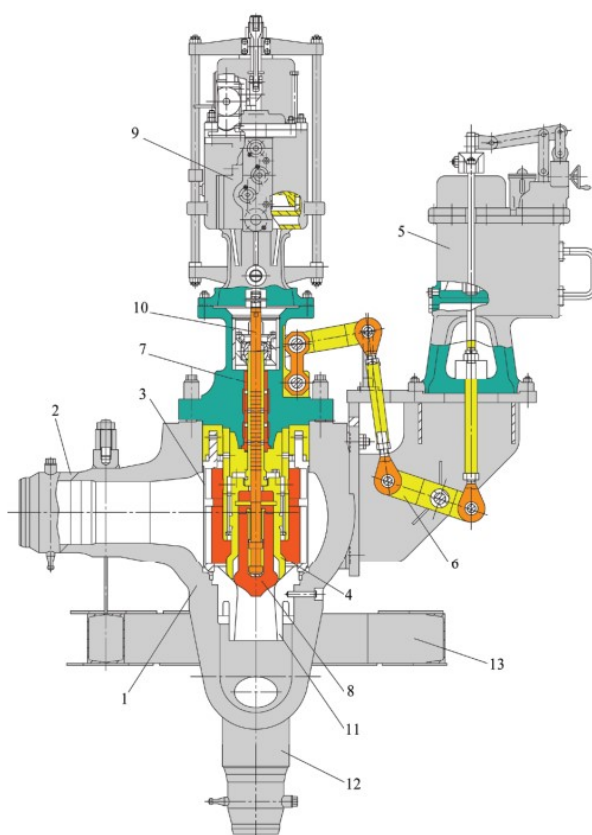


Рис. 4.14. Стопорно-регулирующий клапан паровой турбины Т-53/67-8,0 для ПГУ-230

Основные показатели турбины на ряде режимов при номинальной температуре охлаждающей воды 20 °С помещены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Показатели турбины Т-53/67-8,0 УТЗ для ПГУ-230

Наименование показателя	Режим работы (температура наружного воздуха, °С)		
	-24	-1,6	+15
Параметры пара ВД:			
давление, МПа	7,7	7,7	7,7
температура, °С	474	480,4	488
расход, т/ч	212,4	212,5	212,5
Параметры пара НД:			
давление, МПа	0,7	0,7	0,7
температура, °С	210,7	208,7	208
расход, т/ч	64,0	60,8	57,2
Давление в верхнем отопительном отборе, МПа	0,16	0,098	-
Температура обратной сетевой воды, °С	70	50	-
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	580	570	-
Электрическая мощность, МВт	45,08	53,0	66,5
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	6,13	5,16	4,06
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	-	-	10545

Удельный расход пара рассчитывался по формуле

$$d_e = \frac{G_{ВД} + G_{НД}}{N_e}.$$

Удельный расход теплоты рассчитывался по формуле

$$q_{ек} = \frac{G_{ВД}(h_{ВД} - h_{д}) + G_{НД}(h_{НД} - h_{д})}{N_e},$$

где $G_{ВД}$, $G_{НД}$ – соответственно расход пара ВД и НД, кг/ч; $h_{ВД}$, $h_{НД}$ – теплосодержание пара ВД и НД, кДж/кг; $h_{д}$ – теплосодержание питательной воды после деаэратора давлением 0,59 МПа, кДж/кг; N_e – электрическая мощность турбины, кВт.

Компоновочные решения, принятые для турбоустановки Т-53/67-8,0 ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3, представлены на рис. 4.15, 4.16.

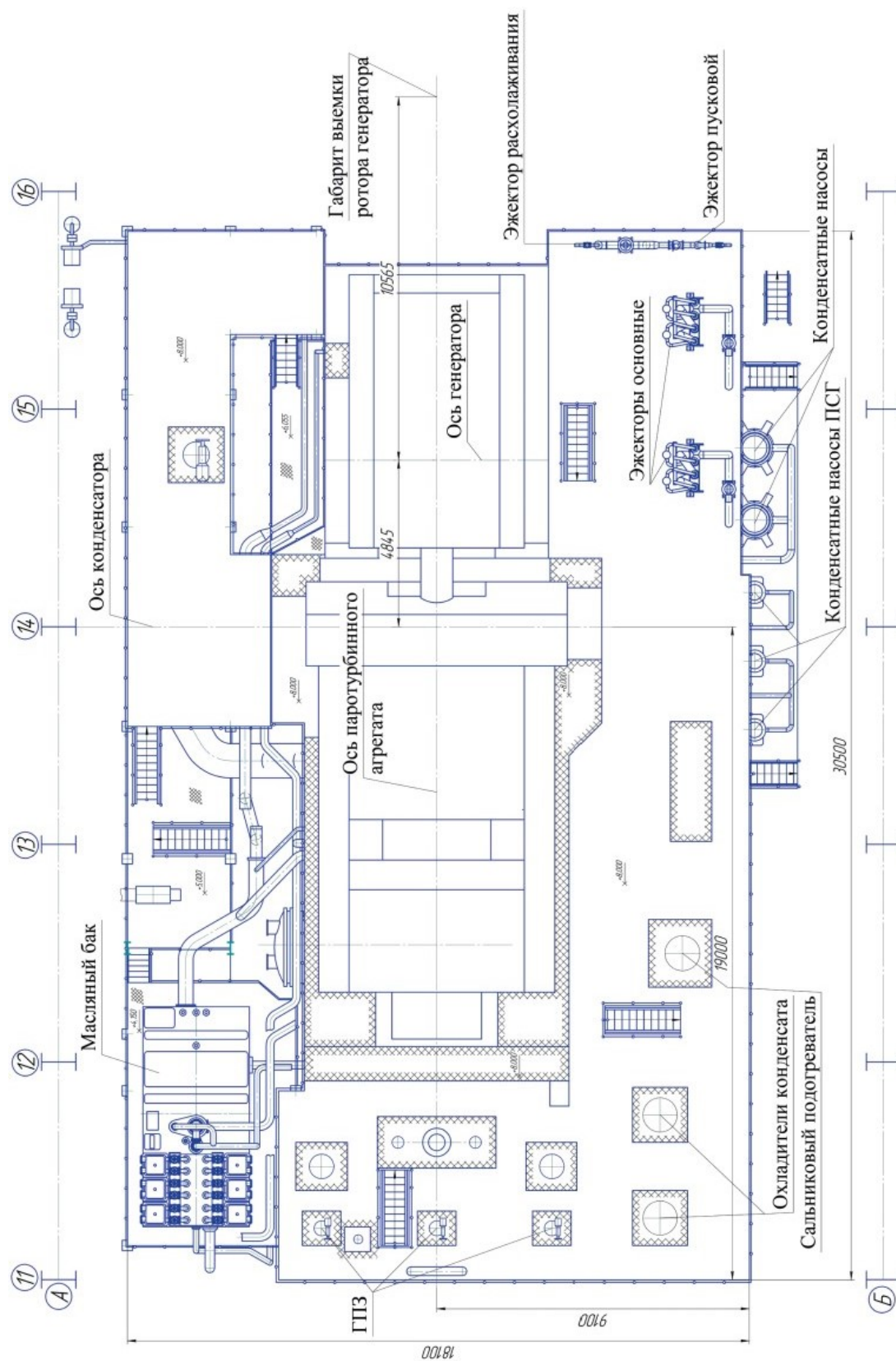


Рис. 4.15. Компоновка турбоустановки Т-53/67-8,0 УТЗ. План на верхней площадке обслуживания (+8,000 м)

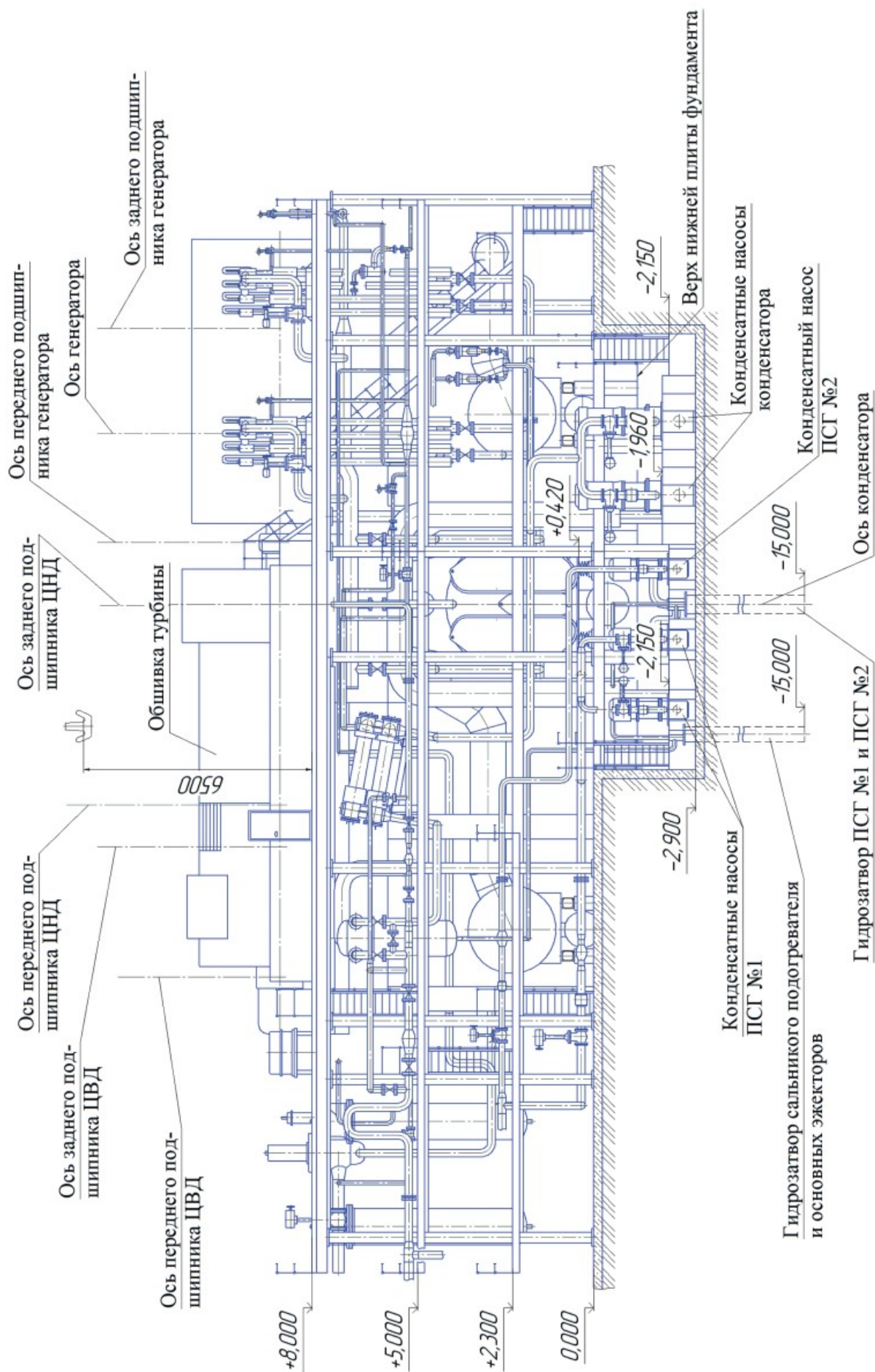


Рис. 4.16. Компоновка турбоустановки Т-53/67-8,0 УТЗ. Вид со стороны системы регенерации

В промежуточной камере проточной части СД, в которую подается пар из контура НД КУ, осуществляется смешение этого пара с паром основного потока [22]. Пар, выходящий из рабочих лопаток 15-й ступени, поступает вогнутую поверхность кольцевой камеры смешения потоков пара, поворачивается в нем на 180° , поступает в камеру приема пара из контура низкого давления и вновь поворачивается на 180° , смешивается с подведенным паром и поступает в 16-ю ступень (рис. 4.17). Благодаря сложной траектории пара обеспечивается практически полное перемешивание двух потоков пара, выравнивание плотностей пара на входе в 16-ю ступень и выравнивание температур смешенного потока. Поле скоростей парового потока также выравнивается по высоте направляющей лопатки 16-й ступени без установки кольцевой камеры и это предотвращает возникновение переменных напряжений по высоте рабочих лопаток ступени.

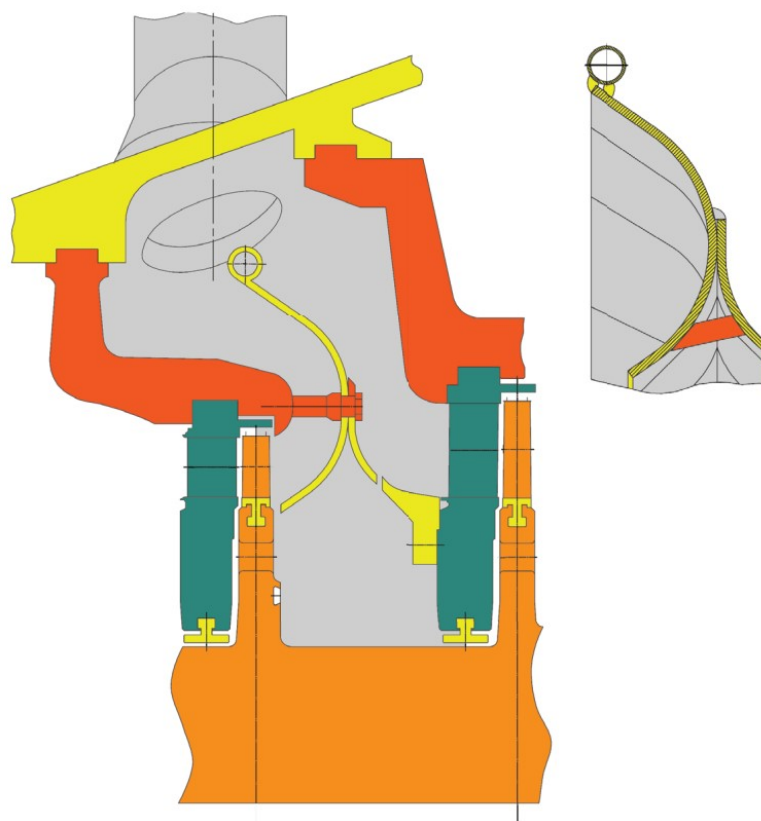


Рис. 4.17. Организация подвода пара контура НД в кольцевую камеру с криволинейной перегородкой в турбине Т-53/67-8,0 УТЗ

4.9. Паровые турбины Т-63/76-8,8 и КТ-63-7,7 для ПГУ-230

Теплофикационная паровая турбина Т-63/76-8,8 с двумя отопительными отборами предназначена для работы в составе ПГУ-230 вместе с газовой турбиной ГТЭ-160-4(7) производства ЛМЗ или SGT5-2000Е производства фирмы Siemens и КУ производства ТКЗ. Четыре такие турбины отгружены заводом в 2013 году и будут работать на Ижевской ТЭЦ-1, Владимирской ТЭЦ-2, Кировской ТЭЦ-3 и Елабужской ТЭЦ.

Также выполнен проект турбины КТ-63-7,7, которая является конденсационным аналогом турбины Т-63/76-8,8 и будет эксплуатироваться в составе ПГУ-230 с обновленной ГТУ типа GT13E2 производства Alstom и КУ на Академической ТЭЦ и двух блоках Нижнетуринской ГРЭС. Отгрузка данных турбин осуществляется заводом также в 2013 году.

Турбина Т-63/76-8,8 (рис. 4.18) представляет собой одноцилиндровый агрегат, имеющий двухкорпусную конструкцию цилиндра с петлевой схемой движения пара в цилиндре [16-18, 23].

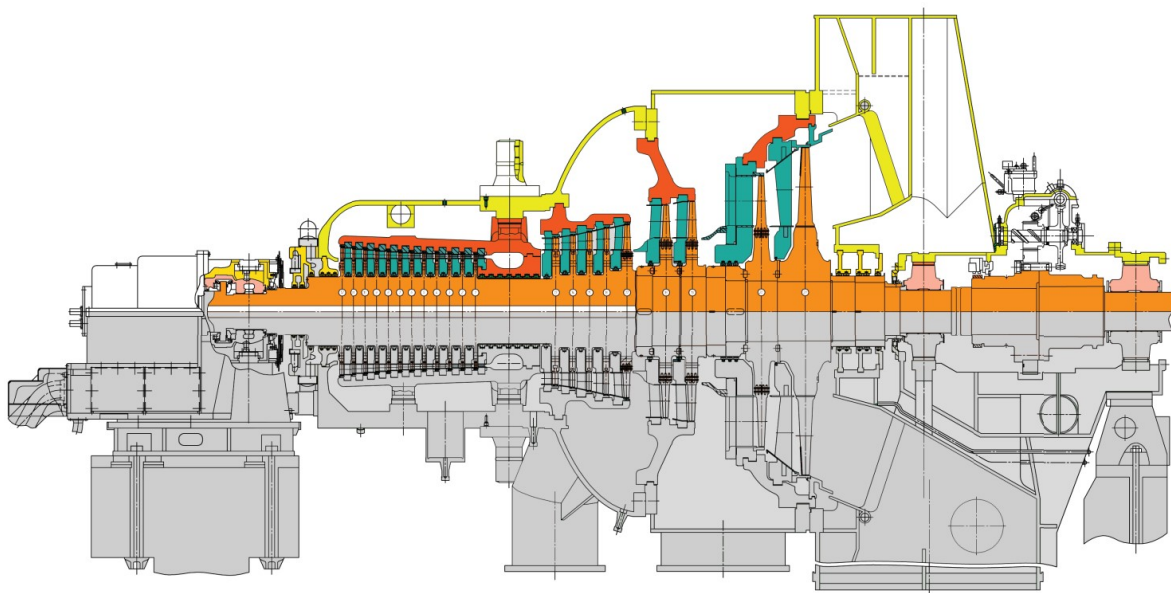


Рис. 4.18. Паровая турбина Т-63/76-8,8 УТЗ для ПГУ-230

Проточная часть турбины состоит из 21 ступени. Во внутреннем корпусе цилиндра размещены 12 ступеней давления. Диски ступеней 1-17 откованы заодно с ротором. Диски ступеней 18-21 – насадные. Надбандажные

уплотнения 1-12 ступеней, концевые уплотнения и диафрагменные уплотнения 1-16 ступеней имеют сотовую конструкцию. Надбандажные уплотнения 13-16 ступеней выполнены многогребенчатого типа из-за значительных относительных перемещений ротора. По этой же причине диафрагменные уплотнения 17-21 ступеней выполнены прямоточными достигается независимость турбины при эксплуатации от относительного перемещения ротора. Для исключения протечек масла установлены развитые масляные уплотнения. Высота рабочих лопаток последней ступени 660 мм. Конструкция и материал дисков и лопаточного аппарата, работающих в зоне фазового перехода, обеспечивают их надежность против коррозионно-усталостного и коррозионно-эрозионного растрескивания при длительной эксплуатации при соблюдении качества свежего пара перед турбиной.

Внутренний корпус (рис. 4.19) литой конструкции из стали 15Х1М1ФЛ, безобойменный. Паровпускная камера образована литой внешней оболочкой и кованой внутренней оболочкой, установленной в расточке внешней оболочки, одновременно являющейся обоймой промежуточного уплотнения. Пар подается в камеру четырьмя патрубками, по два верхней и в нижней половинах оболочки. Наружный корпус выполнен сварным из углеродистой стали, состоит из паровпускной части, средней части и выхлопного патрубка. Для образования торцевой стенки паровпускной части корпуса со стороны концевого уплотнения использовано штампованное эллиптическое днище, что позволило при умеренной толщине получить низкий уровень напряжений от внутреннего давления. Аналогичным способом организован паровой объем камеры верхнего теплофикационного отбора. На цилиндрической оболочке паровпускной части размещены патрубки для подвода пара высокого давления по два в верхней и нижней половинах, а также два патрубка для подвода пара из контура НД, подведенных к корпусу тангенциально.

Опирающие внутренний корпус на наружный и центровка его организованы аналогично турбине Т-113/145-12,4. На рис. 4.20 представлен внешний вид цилиндра турбины Т-63/76-8,8.

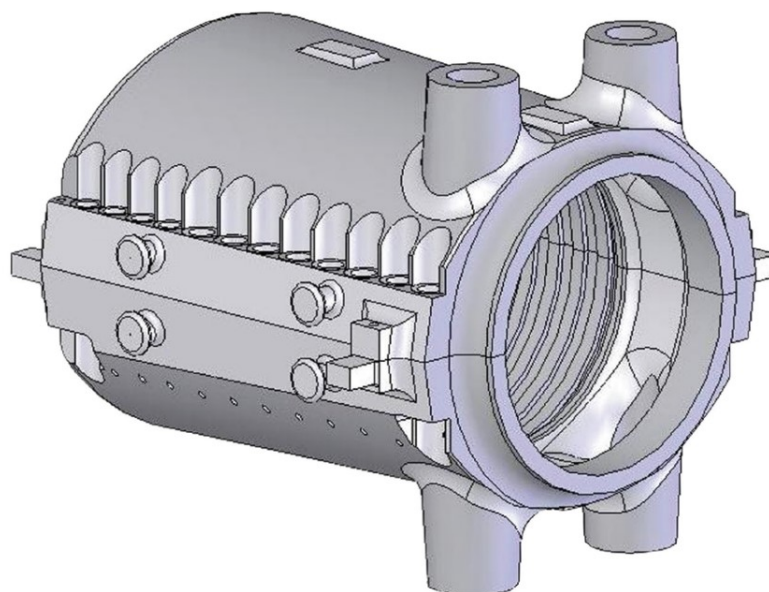


Рис. 4.19. Внутренний корпус цилиндра турбины Т-63/76-8,8

В наружном корпусе установлены три литые обоймы. Между внутренним и наружным корпусами предусмотрено промежуточное уплотнение. Патрубки наружного и внутреннего корпусов установлены соосно, соединение их уплотнено разрезными поршневыми кольцами.

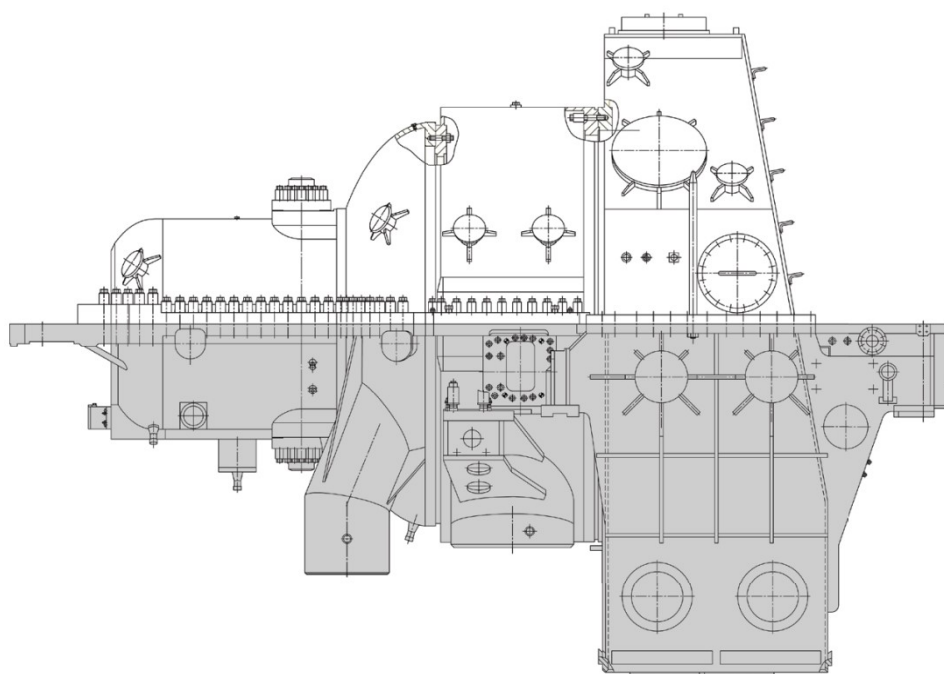


Рис. 4.20. Цилиндр в сборе турбины Т-63/76-8,8

Все диафрагмы турбины выполнены сварными. Входящая в состав поворотной регулирующей диафрагмы собственно диафрагма имеет

направляющий аппарат, выполненный из стали 15Х13Л из литых направляющих лопаток с бандажными полочками. Лопатки сварены по бандажным полочкам, а затем приварены к телу и к ободу. На поверхность трения между поворотным кольцом диафрагмы и собственно диафрагмой нанесено трехслойное бронзовое напыление, снижающее коэффициент трения до 0,10–0,11.

Диафрагма последней ступени включает в себя направляющие лопатки с внутриканальным влагоудалением, описанные в [18]. В них выполнен радиальный канал, закрываемый с стороны внутреннего профиля вваренной пластиной. На наружном профиле лопаток выполнена влагоприемная щель. Сброс уловленной влаги происходит в полость выхлопного патрубка.

Ротор турбины комбинированный: 17 дисков цельнокованные, остальные 4 диска – насадные. Ступени 1-12 размещены во внутреннем корпусе и выполнены с лопатками левого вращения. Цельнокованные диски 13-17 ступеней и насадные диски 18-21 ступеней облопачены лопатками правого вращения.

Турбина имеет дроссельное парораспределение и будет эксплуатироваться на скользящем давлении пара. Пар ВД от КУ подводится к отдельно расположенному БК ВД, в котором размещены стопорный клапан с автозатвором и два регулирующих клапана со своими сервомоторами. БК ВД частично унифицирован с БК турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ Краснодарской ТЭЦ. Корпус БК – сварно-кованный, состоящий из сваренных между собой паровой коробки СК, раздающей коробки СК, патрубков подвода пара, промежуточных патрубков, паровых коробок РК и патрубков отвода пара. Привод СК осуществляется посредством рычагов автозатвором. Пройдя СК, пар разделяется на два потока и через промежуточные патрубки попадает в паровые коробки РК и далее в клапанный канал РК. Привод РК осуществляется сервомоторами. От БК ВД пар поступает четырьмя трубами (по две в верхнюю и по две в нижнюю половину цилиндра, что обеспечивает

равномерную раздачу пара по окружности первой ступени давления) во внутренний корпус цилиндра.

Применение в турбине дроссельного парораспределения, также как для турбин Т-53/67-8,0 и Т-113/145-12,4, потребовало проработки вариантов конструкций узла паровпуска с целью обеспечения равномерного поля скоростей в окружном и осевом направлениях на входе в 1-ю ступень. В результате расчетной оптимизации была получена геометрия узла паровпуска, обладающую наименьшим гидравлическим сопротивлением, при одновременно равномерном распределении поля скоростей и давлений на входе в 1-ю ступень.

Пройдя левый поток, пар разворачивается на 180^0 и поступает в межкорпусное пространство, где смешивается с паром контура НД. Эффективность смещения двух потоков в межкорпусном пространстве проверена математическим моделированием. Из межкорпусного пространства пар поступает в правый поток.

Подвод пара НД от КУ осуществляется через один СРК НД, который включает в себя регулирующий и стопорный клапаны, расположенные один внутри другого и опирающиеся на одно седло, в межкорпусное пространство цилиндра. Номинальное давление пара перед СРК НД составляет 1,4 МПа вместо часто применяемого 0,5-0,7 МПа и является согласованным с заказчиком, генеральным проектировщиком и производителем котла-утилизатора решением.

Необходимо отметить, что использование повышенного давления НД и применение представленной конструкции одноцилиндровой теплофикационной паровой турбины для ПГУ решает задачу по организации в одноцилиндровой турбине мощностью свыше 60 МВт более чем двух регулируемых отборов пара, между которыми обеспечивается достаточное для их организации расстояние [24].

К достигаемому технико-экономическому эффекту от использования такой концепции турбины следует отнести:

- получение наименьшего осевого расстояния между подшипниками турбины, при обеспечении прочности и жесткости ротора, выполняя условия допустимого статического прогиба ротора и возникающих в нем напряжений при мощности турбины свыше 60 МВт путем сокращения осевого размера, упрощенного по сравнению с прямоточной схемой движения пара в цилиндре, переднего концевое уплотнения, которое уменьшает утечки пара НД против ВД в прямоточной схеме, а также сокращения до размеров паровпуска ВД осевого размера промежуточного уплотнения, которое уменьшает утечки пара ВД в камеру перед ступенями ЧСД с давлением НД близким к 1,3-1,5 МПа вместо часто 0,6-0,7 МПа, что позволяет сократить утечки при одной и той же длине промежуточного уплотнения и зазоре между промежуточным уплотнением и ротором;

- простота в осуществлении экономически оптимальных ступеней части среднего давления вне внутреннего корпуса;

- улучшение маневренности турбины за счет сокращения времени прогрева внутреннего корпуса, в связи с уменьшением его длины и толщины, уменьшения разницы между температурой пара, проходящего ступени части высокого давления внутри корпуса, и температурой пара, его омывающего в камере межкорпусного пространства;

- позволяет выполнить отбор пара на производственные нужды с параметрами контура НД как непосредственно с КУ, так и при необходимости большего расхода из межкорпусного пространства цилиндра паровой турбины. В корпусе цилиндра предусмотрен патрубок для возможности организации нерегулируемого отбора пара на производство из межкорпусного пространства. Также может быть организован регулируемый отбор пара с установкой поворотной цилиндрической регулирующей диафрагмы перед 13 ступенью, для выполнения которой не потребуется дополнительное осевое расстояние, что также позволяет не увеличивать осевое расстояние между подшипниками;

- обеспечение оптимальной разгрузки осевого усилия от лопаток в ступенях части высокого давления и лопаток в ступенях части среднего давления, промежуточного отсека между отопительными отборами и части низкого давления.

Верхний отопительный отбор пара организован из камеры за 17-й ступенью, а нижний – за 19-й ступенью турбины. Таким образом, впервые в России в одноцилиндровой турбине организовано две ступени отборов пара на отопление, позволяющие покрывать максимальную тепловую нагрузку в 587 ГДж/час (140 Гкал/час). Из части низкого давления пар поступает в конденсатор поверхностного типа, присоединяемый к выхлопному патрубку турбины путем приварки на монтаже. Выхлопная часть турбины унифицирована с выхлопной частью турбины ПТ-90/125-130/10-2.

Регулирование давления в камере отбора на ПСГ-2 при двухступенчатом подогреве сетевой воды и давление в отборе пара на ПСГ-1 при одноступенчатом подогреве сетевой воды осуществляется регулирующей диафрагмой 20 ступени.

Все концевые и диафрагменные уплотнения ступеней 1-17 сотовые, ступеней 18-21 – лабиринтовые. Надбандажные уплотнения 1-12 ступеней сотовые, 13-17 ступеней радиальные – многогребенчатые, ступени 18-21 не имеют надбандажных уплотнений. Необходимость установки многогребенчатых уплотнений вызвана увеличенными значениями относительных перемещений ротора, что свойственно турбинам описываемой конструкции. Для исключения подсосов пара внутри ступени в рабочие лопатки на дисках 1-11-й ступеней выполнено аксиальное многогребенчатое уплотнение (рис. 4.21), размещенное на диске со стороны выхода пара ниже пароразгрузочных отверстий.

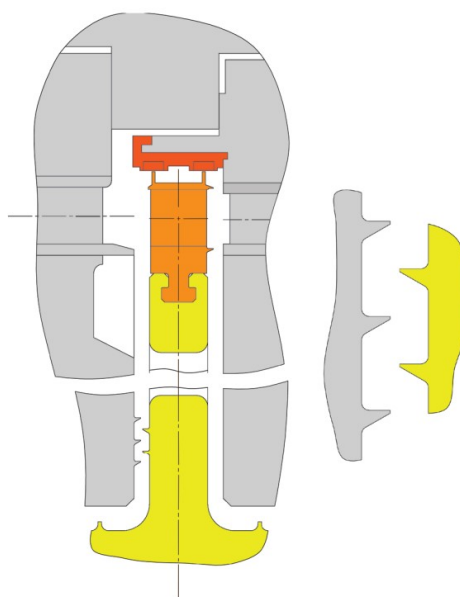


Рис. 4.21. Межступенчатые уплотнительные усики на дисках ступеней ЧВД турбины Т-63/76-8,8

Конструкция масляного уплотнения представлена на рис. 4.22.

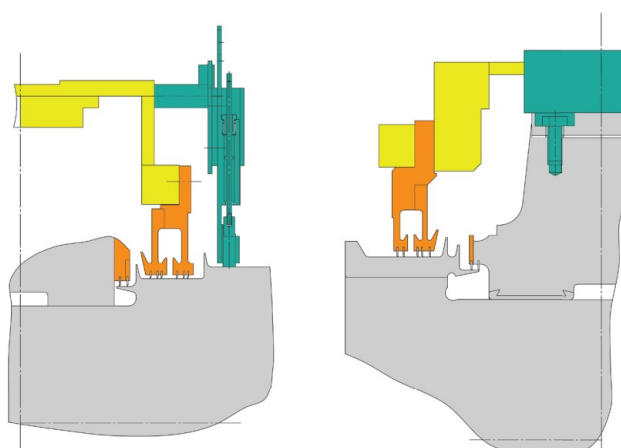


Рис. 4.22. Конструкция масляного уплотнения

Опорно-упорный вкладыш размещен в корпусе переднего подшипника, задний опорный вкладыш турбины и передний опорный вкладыш генератора размещены в корпусе подшипника, встроенного в конструкцию выхлопного патрубка. Все вкладыши в основном унифицированы с вкладышами, примененными в турбинах ПТ-30/35-90, Т-50/60-8,8 и К-63-8,8. Однако, в отличие от названных турбин, в турбине Т-63/76-8,8 на некоторых режимах возможно изменение направление осевого усилия – в сторону регулятора в отличие от нормального, направленного в сторону генератора. Для

восприятия этого усилия ранее примененное кольцо с установочными колодками без специального заменено другим кольцом – с увеличенной поверхностью упорных колодок и подводом к ним масла, которое берется из расточки обоймы опорно-упорного подшипника и подается во вкладыш гибкими металлическими трубами. Такие трубы не передают на вкладыш никакие силы или перемещения, которые могут возникнуть в этой паре деталей.

Основные показатели турбины Т-63/76-8,8 на гарантийных режимах представлены в таблице 4.7, турбины КТ-63-7,7 – в таблице 4.8.

Таблица 4.7

Показатели турбины Т-63/76-8,8 УТЗ для ПГУ-230

Наименование показателя	Режим работы (температура наружного воздуха, °С)	
	Номинальный теплофикационный	Конденсационный
Температура наружного воздуха, °С	-4,7	+15
Параметры пара ВД:		
давление, МПа	8,8	8,85
температура, °С	502,8	517,9
расход, т/ч	237,0	232,5
Параметры пара НД:		
давление, МПа	1,4	1,4
температура, °С	296,2	299,2
расход, т/ч	35,0	32,5
Давление в отопительных отборах, МПа:		
верхнем (при двухступенчатом подогреве сетевой воды)	0,059-0,245	-
нижнем (при одноступенчатом подогреве сетевой воды)	0,049-0,196	-
Температура обратной сетевой воды, °С	48	-
Температура охлаждающей воды, °С	20	20
Давление пара в конденсаторе, кПа	3,7	5,2
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	376,2	
Электрическая мощность, МВт	63	75,5
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	4,32	3,51
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	-	10482

Таблица 4.8

Показатели турбины Т-63/76-8,8 УТЗ для ПГУ-230

Наименование показателя	Режим работы (температура наружного воздуха, °С)	
	Номинальный теплофикационный	Конденсационный
Температура наружного воздуха, °С	-3,9	+15
Параметры пара ВД:		
давление, МПа	7,18	7,29
температура, °С	465,7	475,4
расход, т/ч	208,0	207,8
Параметры пара НД:		
давление, МПа	1,15	1,15
температура, °С	274,2	275,1
расход, т/ч	44,1	40,7
Давление в отопительных отборах, МПа:		
верхнем (при двухступенчатом подогреве сетевой воды)	0,059-0,245	-
нижнем (при одноступенчатом подогреве сетевой воды)	0,049-0,196	-
Температура обратной сетевой воды, °С	49,3	-
Температура охлаждающей воды, °С	12	25,5
Давление пара в конденсаторе, кПа	2,75	6,67
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	533,8	-
Электрическая мощность, МВт	47,9	65,0
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	5,26	3,82
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	-	10410

Фикспункт турбины расположен на передних лапах выхлопного патрубка. Наружный корпус опирается передними лапами на стойки-опоры фундаментной рамы переднего подшипника через подушки скольжения (одна на лапе, другая на стойке), а средними и задними лапами – на литые фундаментные рамы, закрепленные непосредственно на закладных элементах фундамента. Тепловое перемещение цилиндра передается корпусу переднего подшипника поперечными шпонками, размещенными между площадками корпуса и лапами цилиндра.

Впервые в практике турбиностроения обшивка турбины выполнена из листового монолитного поликарбоната (рис. 4.23). Этим достигнута высокая степень освещенности пространства под обшивкой – светопроницаемость примененного материала составляет 92 %. Материал негорючий, надежно работает при температуре до 120°, возгорается при 535°, продукты возгонки неядовиты.

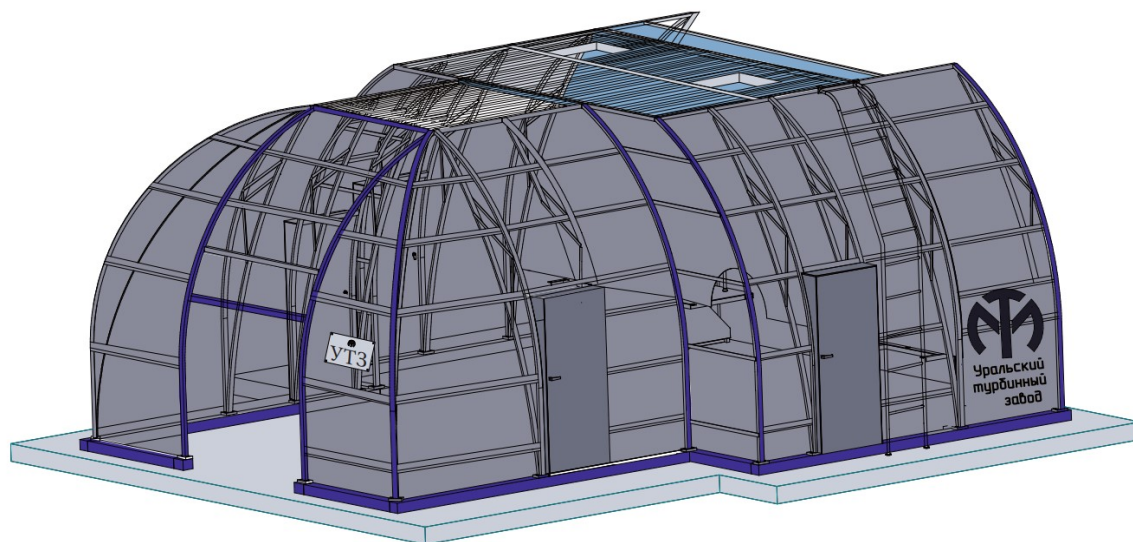


Рис. 4.23. Обшивка турбины Т-63/76-8,8 из поликарбоната

На опоры из швеллера, опоясывающие турбину по контуру, устанавливается сборный каркас из прямоугольных труб, а на нем закрепляются листы поликарбоната. Свободное пространство под обшивкой высокая степень освещенности и естественная вентиляция обеспечивают комфортные условия при обслуживании турбины и без снятия обшивки.

Общий вид компоновки турбоустановки Т-63/76-8,8 представлен на рис. 4.24, а фотография на Владимирской ТЭЦ-2 на рис. 4.25.

Турбины Т-63/76-8,8 и КТ-63-7,7 снабжены современными системами технологических защит и регулирования (СТЗиР), выполненных на базе промышленной микропроцессорной техники с использованием передовых технологий в области проектирования и производства.

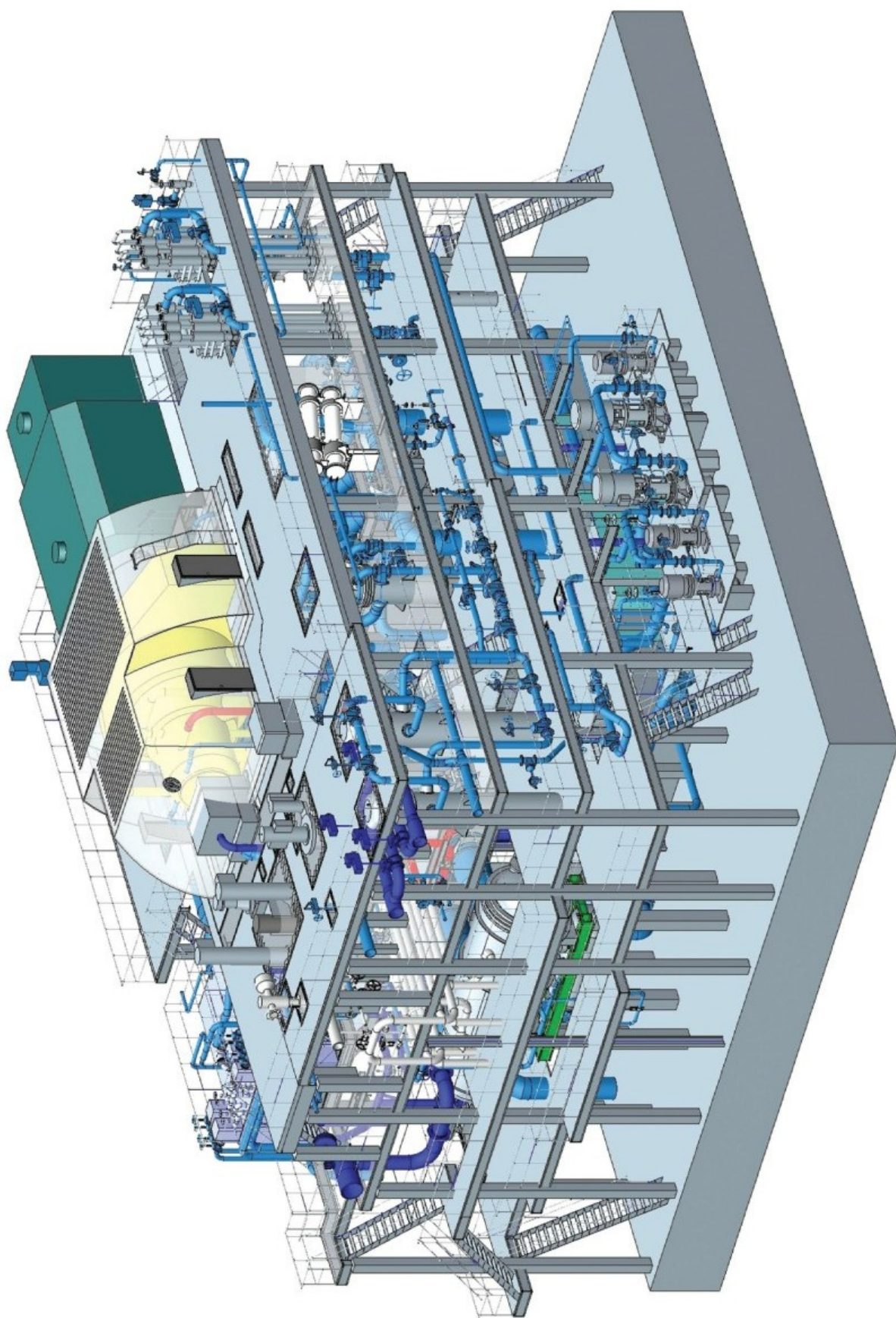


Рис. 4.24. Общий вид компоновки турбоустановки Т-63/76-8,8

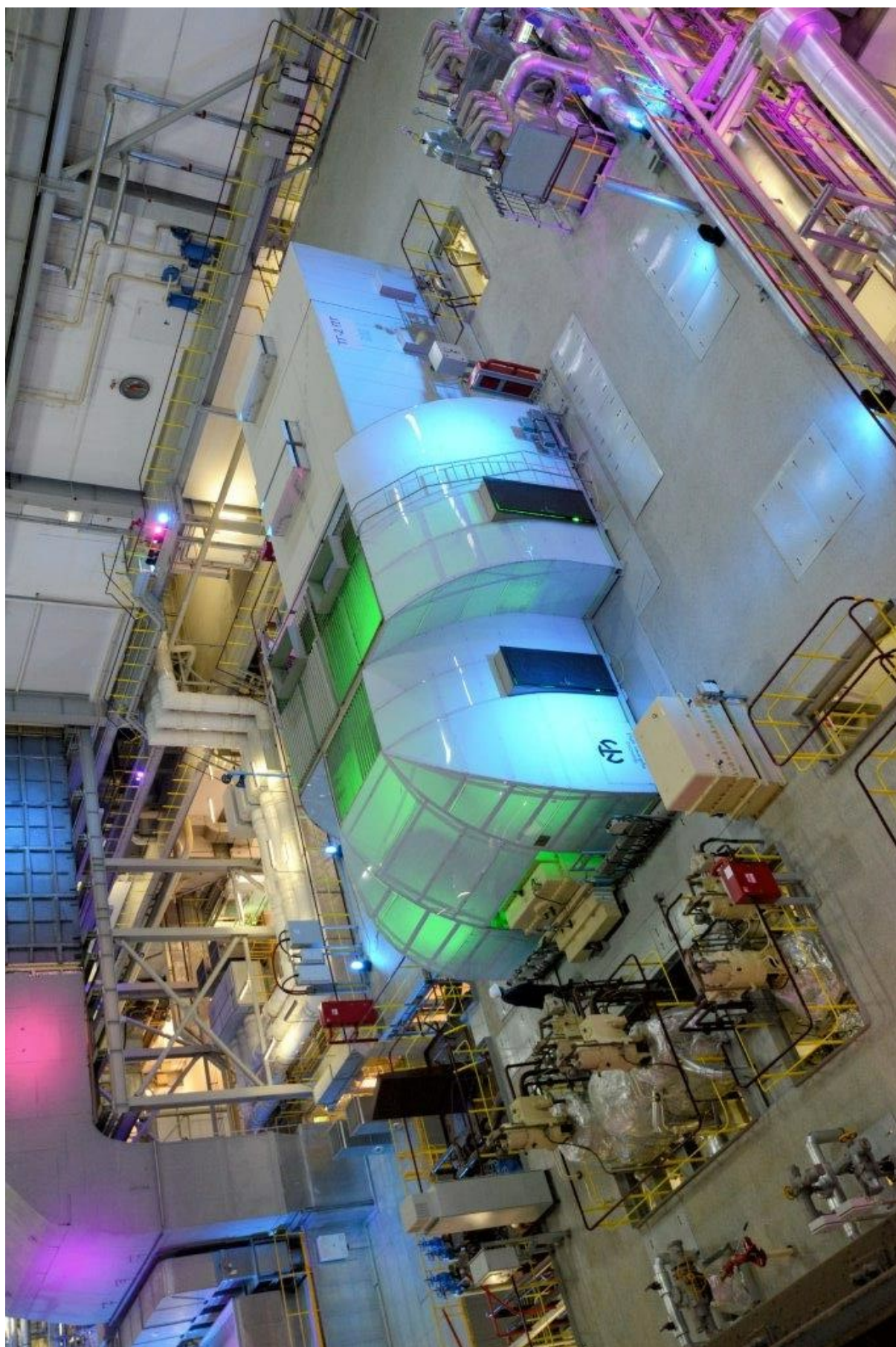


Рис. 4.25. Турбоустановка с турбиной Т-63/76-8,8, установленная на Владимирской ТЭЦ-2

4.10. Паровая турбина Т-40/50-8,8 для ПГУ-115

Теплофикационная паровая турбина Т-40/50-8,8 предназначена для работы в составе ПГУ-115 совместно с газовой турбиной типа PG 6111 FA фирмы General Electric и КУ производства ТКЗ. Две такие турбины отгружены заводом на Казанскую ТЭЦ-1.

Турбина Т-40/50-8,8 (рис. 4.26) представляет собой одноцилиндровый агрегат, имеющий двухкорпусную конструкцию с петлевой схемой движения пара в цилиндре и по конструктивным признакам напоминает турбины Т-63/76-8,8 [16-18, 25].

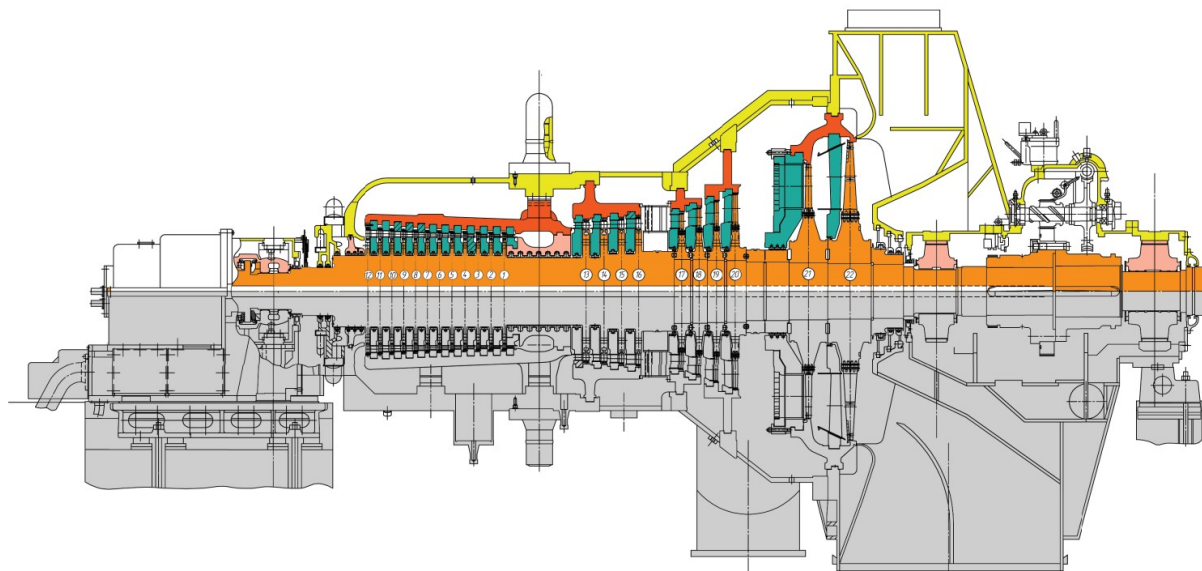


Рис. 4.26. Паровая турбина Т-40/50-8,8 УТЗ для ПГУ-115

Проточная часть турбины состоит из 22 ступеней. Во внутреннем корпусе размещены 12 ступеней давления. Диски ступеней 1-16 откованы заодно с ротором. Диски ступеней 17-22 – насадные. Все концевые уплотнения цилиндра – сотовые. Диафрагменные уплотнения с 1 по 16-ю ступень так же сотовые, а с 17-й по 22-ю ступень паровые лабиринтового типа. Высота рабочих лопаток последней ступени 550 мм.

Внутренний корпус из стали 15Х1М1ФЛ полностью унифицирован с внутренним корпусом цилиндра турбины Т-63/76-8,8. Он опирается на корпус наружного цилиндра четырьмя опорными лапами, две из которых поперечные, расположены по оси паровпуска цилиндра и фиксируют аксиальное

положение внутреннего корпуса относительно наружного корпуса. Две другие опорные лапы расположены параллельно продольной оси турбины. Поперечное положение внутреннего корпуса относительно наружного фиксируется продольными шпонками – двумя в нижней половине и одной в верхней половине корпуса.

Камера паровпуска образована внутренней поверхностью литого корпуса и наружной поверхностью кованой обоймы уплотнения между внутренним и наружным корпусами.

Наружный сварной корпус включает в себя сварную паровпускную часть, сварную среднюю часть и сварной выхлопной патрубок. На паровпускной части размещены четыре сварно-кованых узла паровпуска, присоединяемых к ней фланцевыми соединениями и связанных с паровпускными патрубками внутреннего корпуса поршневыми соединениями. Торцевые поверхности корпуса выполнены из штампованных эллиптических днищ.

На средней части устанавливается сервомотор теплофикационного отбора с приводом регулирующей диафрагмы. Выхлопной патрубок присоединен к конденсатору.

Наружный корпус опирается передними лапами на опоры фундаментной рамы переднего подшипника, а средними и задней лапами – на литые фундаментные рамы, закрепленными непосредственно на закладных элементах фундамента.

Тепловое перемещение цилиндра происходит от фиксункта, размещенного на задней фундаментной раме, и заканчивается на опорах передних лап наружного корпуса, установленных на фундаментной раме. Перемещение корпуса переднего подшипника, а вместе с ним и упорных колодок опорно-упорного подшипника и упорного гребня ротора, обеспечивают поперечные шпонки, устанавливаемые между корпусом переднего подшипника и лапами цилиндра вне опорных поверхностей.

Описанным способом выравнивается величина удельного давления на поверхности скольжения, снижается вероятность сдвиговой деформации контактной поверхности, снижается вероятность заедания на этих поверхностях при тепловом перемещении. Сама контактная поверхность между фундаментной рамой и корпусом переднего подшипника, а также лапами цилиндра, образована закаленными стальными пластинами с твердостью HB329-560.

Парораспределение турбины – дроссельное, поэтому подвод пара к турбине осуществляется через БК ВД, включающий в себя один СК и два РК, размещенных в сварно-кованом корпусе. Конструктивно БК унифицирован с таким же БК ВД турбины Т-63/76-8,8. По 4-м перепускным трубам Ø219x26 мм пар поступает в паровпускную камеру внутреннего корпуса.

Пар НД от котла-утилизатора через СРК, конструктивно унифицированных с клапаном турбины Т-63/76-8,8, поступает в камеру смешения за 16-й ступенью.

Существенно отличается от всех описанных выше турбин способ смешения пара основного потока и пара из контура НД котла-утилизатора, подаваемого в проточную часть между 16-й и 17-й ступенями. Пар от СРК НД подается в паровую полость цилиндра, образованную обоймами, через патрубок в нижней половине наружного цилиндра. Далее пар попадает в камеру смешения, установленную соосно с проточной частью в конструктивном интервале между ступенями 16 и 17. Камера смешения (рис. 4.27) включает в себя наружную оболочку, размещенную радиально выше рабочих и направляющих лопаток обеих ступеней, и внутреннюю оболочку, размещенную ниже лопаток. Верхняя и нижняя части наружной оболочки соединены горизонтальным фланцевым разъемом. Между оболочками установлены радиальные пустотелые спицы, выполненные из труб с внутренним диаметром 50 мм. На боковых поверхностях пустотелых спиц по образующим поверхностей выполнены выпускные щели. Такие же щели по одной на каждой спице выполнены со стороны 17-й ступени. Через

боковые щели пар НД подается в основной поток, выходящий из 16-й ступени, и смешивается с ним. Пар, выходящий из щели в сторону 17-ю ступени, разрушает кромочный след за спицами, выравнивая паровой поток перед входом в 17-ю ступень. Дополнительно выравнивание потока производится радиальными плоскими ребрами, установленными посередине интервала между спицами со смещением к 17-й ступени.

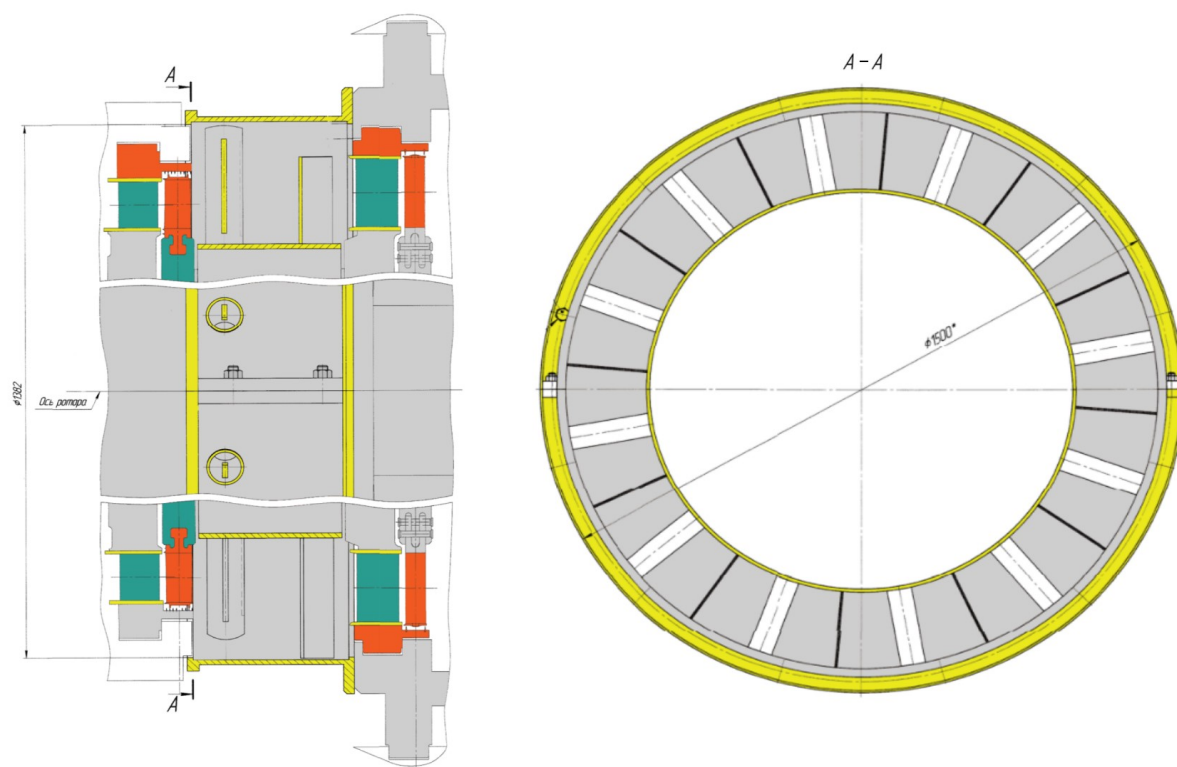


Рис. 4.27. Организация подвода пар НД в кольцевую камеру со смешивающим устройством в турбине Т-40/50-8,8

Отбор пара на теплофикацию осуществляется из камеры за 20-й ступенью. Регулирование давления теплофикационного отбора осуществляется плотной поворотной диафрагмой (рис. 4.28), перемещающейся сервомотором с помощью рычажной системы.

Петлевая схема движения пара способствует снижению осевых усилий, а также снижает температуру пара до уровня, позволяющего выполнить наружный корпус из углеродистой стали. Кроме того, снижается величина утечки пара через переднее концевое уплотнение.

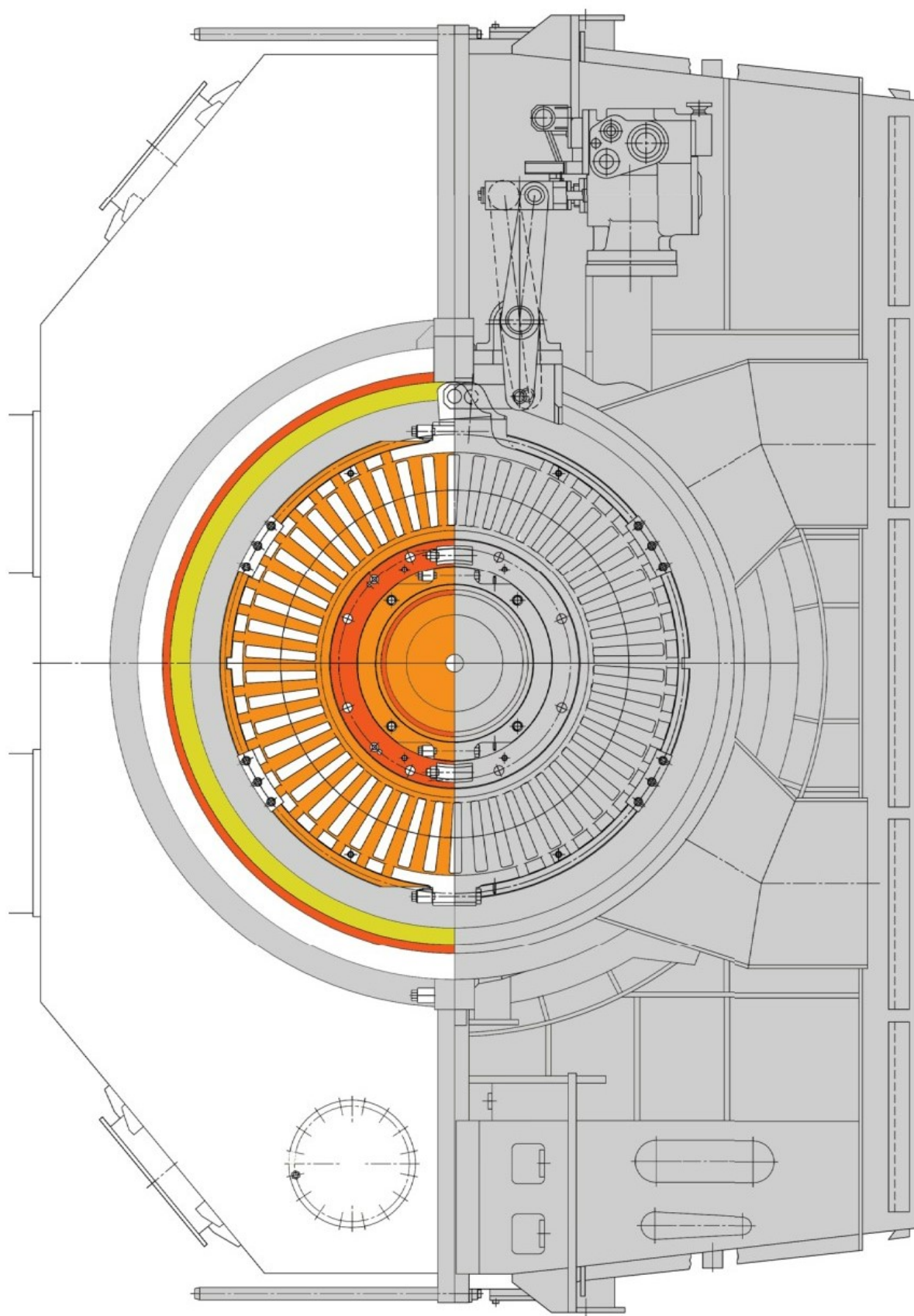


Рис. 4.28. Поперечный разрез по камере отопительного отбора в турбине Т-40/50-8,8

Для противодействия коррозионно-усталостному разрушению под напряжением насадные диски, близкие к зоне фазового перехода (17-20-я ступени), выполнены из стали 30ХНЗМ2ФА, галтели пароразгрузочных отверстий увеличены, шероховатость поверхностей обода снижена. Торцевые шпонки между дисками выполнены цилиндрическими.

В целях повышения надежности стебля ротора от возникновения поперечных трещин снижен уровень статических напряжений от веса ротора до 0,8 МПа, увеличены радиусы в канавках под упорные кольца между дисками, между насадочной поверхностью диска и торцами выполнены радиусные переходы.

Диафрагмы сварные, в том числе поворотная регулирующая диафрагма. Снижение усилий трения между кольцом поворотной диафрагмы и собственно диафрагмой достигается напылением на контактирующие поверхности антифрикционного материала.

Концевые и диафрагменные уплотнения 1-16-й ступеней, а также надбандажные уплотнения 1-12 ступеней, имеют сотовые уплотняющие поверхности. Надбандажные уплотнения 13-16-й ступеней многогребенчатые из-за больших (до 5 мм) относительных перемещений ротора и соизмеримых с ними аксиальных зазоров в этих ступенях. По этой же причине диафрагменные уплотнения 17-22-й ступеней выполнены прямоточными. Этим достигается независимость турбины при эксплуатации от относительных перемещений ротора и статора при пусках, остановах и переходных режимах.

Вкладыши подшипников унифицированы с турбиной Т-63/76-8,8.

Основные показатели турбины на гарантийных режимах помещены в таблице 4.9.

Таблица 4.9

Показатели турбины Т-40/50-8,8 УТЗ для ПГУ-115

Наименование показателя	Режим работы (температура наружного воздуха, °С)	
	Номинальный теплофикационный	Конденсационный
Температура наружного воздуха, °С	-6	+15
Параметры пара контура ВД		
давление, МПа	8,8	8,8
температура, °С	550	550
расход, т/ч	165,0	158,6
Параметры пара контура НД:		
давление, МПа	0,71	0,71
температура, °С	208,2	208,2
расход, т/ч	15,6	13,1
Давление в отопительном отборе пара, МПа:		
номинальное	0,118	-
диапазон	0,049-0,245	-
Температура обратной сетевой воды, °С	51,3	-
Давление пара в конденсаторе (чистые трубы поверхности теплообмена), кПа	2,5	5,8
Температура охлаждающей воды, °С	11	20
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	274	-
Электрическая мощность, МВт	40	50
Удельный расход пара, кг/кВт·ч	4,49	3,46
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	-	10300

Обшивка турбины унифицирована с турбиной Т-50/60-8,8 и имеет секционно-панельную конструкцию.

Вместе с турбиной в необходимом количестве поставляются приспособления, в том числе ТЭНы для нагрева шпилек при обтяжке горизонтальных разъемов и дрели-шурупверты для монтажа обшивки на площадке обслуживания, а также комплект специальных ключей, что позволяет качественно провести монтаж и ремонт турбины.

Турбина Т-40/50-8,8 снабжена современной СТЗиР, выполненной на базе промышленной микропроцессорной техники с использованием передовых технологий в области проектирования и производства.

4.11. Паровая турбина Тп-35/40-8,8 для ПГУ-110

Теплофикационная паровая турбина Тп-35/40-8,8 (рис. 4.29) разработана для Новокуйбышевской ТЭЦ-1. В соответствии со схемой ТЭЦ предполагается питание турбины паром от общестанционного коллектора свежего пара, в который он поступает пар от КУ и паровых котлов. Кроме того, в турбину будет подаваться пар НД от КУ.

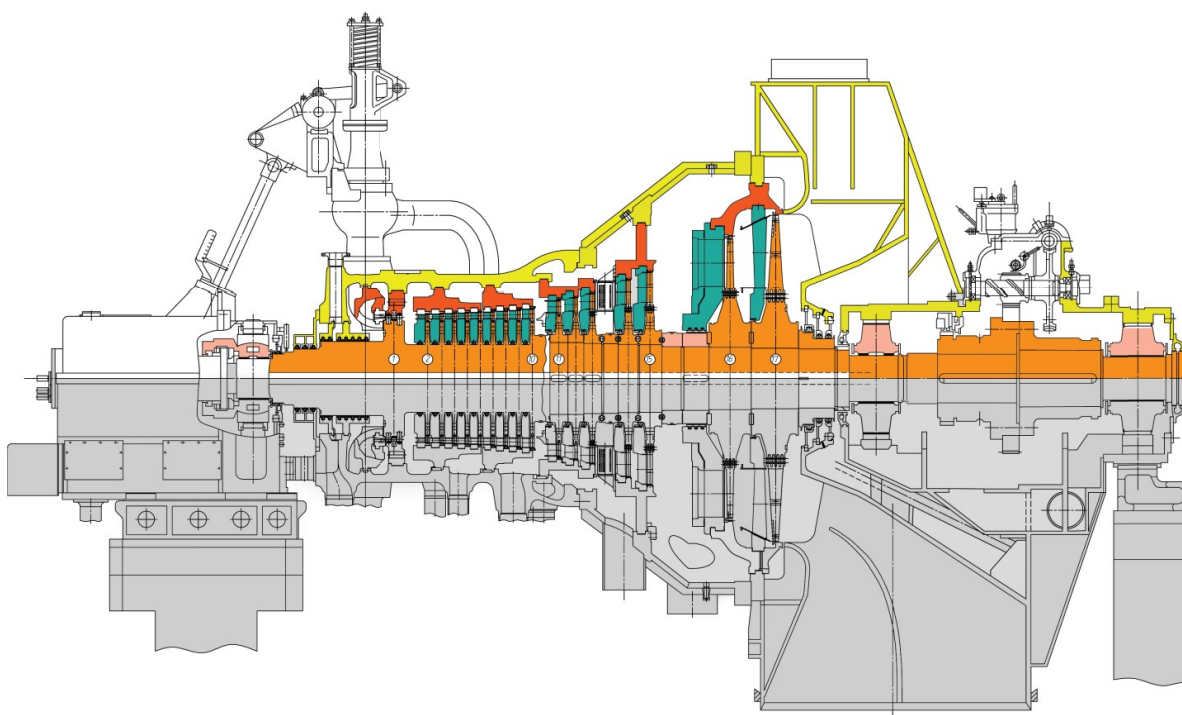


Рис. 4.29. Паровая турбина Тп-35/40-8,8 УТЗ для ПГУ-110

Турбина Тп-35/40-8,8 представляет собой одноцилиндровый агрегат с прямоточной схемой движения пара в цилиндре [26]. Корпус цилиндра турбины лито-сварной конструкции, полностью унифицирован с корпусом цилиндра турбины Т-50/60-8,8, для которой корпус оптимизировался на рабочие параметры пара в части толщин стенки оболочки и фланцев горизонтального разъема – фланцы, по сравнению с аналогичными конструкциями корпусов для других турбин, выполнены более высокими, но

более узкими, что позволило полностью исключить недопустимо высокие температурные напряжения, возникающие на переходных режимах. Оптимизированы диаметры крепежа горизонтального разъема.

Парораспределение турбины – сопловое. Свежий пар от общестанционного коллектора подводится к СКВД, отсюда по перепускным трубам поступает к РКВД турбины. Четыре РК расположены в паровых коробках, приваренных к цилиндру.

Проточная часть турбины состоит из 17 ступеней: двухвенечной регулирующей ступени и 16 ступеней давления. Диски с 1-й по 10-ю ступень откованы заодно с валом ротора, остальные – насадные. Высота рабочих лопаток последней ступени 550 мм. Конструкция и материал дисков и лопаточного аппарата, работающих в зоне фазового перехода, обеспечивают их коррозионную стойкость в процессе длительной эксплуатации.

Подвод пара НД осуществляется к двум СРК НД, а затем по перепускным трубам поступает в проточную часть турбины в камеру за 13-й ступенью. В проточной части устанавливается устройство для смешения основного потока пара и пара НД. Камера смешения конструктивно выполнена аналогично камере, установленной в проточной части турбины Т-40/50-8,8. Разница составляет только в увеличенном до десяти количестве пустотелых спиц, так как в данной турбине по сравнению с турбиной Т-40/50-8,8 в 3 раза больше расход пара НД. Увеличенное количество спиц сократило проходное сечение камеры и увеличило скорость парового потока. Для уменьшения сопротивления спицам придана обтекаемая форма (миндалевидная), что показано на рис. 4.30.

Отбор пара на производственные нужды давлением $1,3 \div 1,5$ МПа и расходом до 45 т/ч организован за 6-й ступенью. Для обеспечения необходимого давления, отбираемого пара и возможности параллельной работы этого отбора с другими источниками пара на общий коллектор на

паропроводе отбора, устанавливается блок защитно-регулирующего клапана (БЗРК).

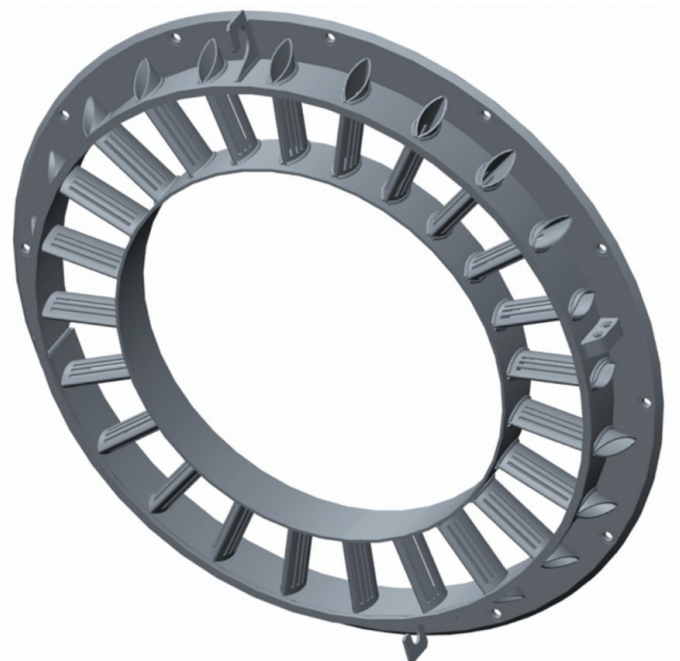


Рис. 4.30. Смешивающее устройство для подвода пара НД в турбине Тп-35/40-8,8

Регулируемый отбор на отопление производится в стационарный коллектор и организован за 15-й ступенью, за которой установлена регулирующая диафрагма с поворотным кольцом, регулирующая пропуск пара в часть низкого давления.

Ротор опирается на опорно-упорный подшипник, установленный в корпусе переднего подшипника, и на опорный подшипник, установленный в корпусе подшипников выхлопного патрубка. Там же размещен передний подшипник ротора генератора. Роторы турбины и генератора соединены жесткой муфтой.

Выхлопная часть турбины полностью унифицирована с выхлопной частью турбины Т-50/60-8,8.

Основные показатели турбины на номинальных режимах представлены в таблице 4.10.

Таблица 4.10

Показатели турбины Тп-35/40-8,8 УТЗ для ПГУ-110

Наименование показателя	Режим работы (температура наружного воздуха, °С)	
	Номинальный теплофикационный	Конденсационный
Параметры пара ВД:		
давление, МПа	8,8	8,8
температура, °С	500,0	500,0
расход, т/ч	150,0	130,0
Параметры пара НД:		
давление, МПа	0,6	0,6
температура, °С	210,0	210,0
расход, т/ч	51,0	51,0
Давление в отопительном отборе пара, МПа:		
номинальное	1,2	-
диапазон	0,049-0,245	-
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	326	-
Электрическая мощность, МВт	35	40

Турбина Тп-35/40-8,8 снабжена современной СТЗиР, выполненной на базе промышленной микропроцессорной техники с использованием передовых технологий в области проектирования и производства.

4.12. Паровая турбина Т-113/145-12,4 УТЗ для ПГУ-410

Теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,4 [16-18, 27, 28] предназначена для работы в составе ПГУ Краснодарской ТЭЦ. В состав ПГУ также входит газовая турбина фирмы Mitsubishi Heavy Ind. M701 F4 номинальной мощностью 303 МВт и котел-утилизатор производства ТКЗ, выполненный по проекту фирмы А&Е (Чехия-Австрия).

Паровая турбина Т-113/145-12,4 представляет собой трехцилиндровый агрегат (рис. 4.31) и отличается значительной новизной конструкций цилиндров турбины, что обусловлено прежде всего тем, что она

проектировалась для работы в составе трехконтурной ПГУ, а также высокими параметрами пара ВД.

Пар ВД от котла-утилизатора подводится к БК. Аэродинамическая конфигурация паровых коробок и клапанных пар стопорного клапана и регулирующих клапанов были сохранены такими же, как и в БК турбины Т-53/67-8,0 производства АО «УТЗ» и спроектированной для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3.

В цилиндре высокого давления применено дроссельное парораспределение, что является общепринятым решением для паровых турбин, работающих в составе ПГУ на скользящих параметрах пара. В ЦВД расположено 11 ступеней давления с диаметром корня рабочих лопаток 800 мм. Диски ступеней откованы заодно с валом. Ступени 1-11 снабжены высокоэкономичными надбандажными уплотнениями.

ЦВД выполнен двухкорпусным с прямоточной схемой движения пара. Первые две ступени ЦВД расположены во внутреннем корпусе. Остальные 9 ступеней – в наружном. Наружный корпус ЦВД выполнен на базе отливки турбины Т-110/120-130-5МО, корпус которой отличается от серийных турбин типа Т-100/110-130 и обладает повышенными характеристиками надежности и маневренности, а также сниженной металлоемкостью. Необходимость установки внутреннего корпуса обусловлена тем, что использование однокорпусной конструкции не обеспечивает прочность и плотность вследствие высокого давления и температуры в камере паровпуска (11,9 МПа; 557 °С). Использование внутреннего корпуса позволяет не только решить задачи обеспечения плотности и прочности корпуса, но и сохранить высокие маневренные характеристики ЦВД в целом.

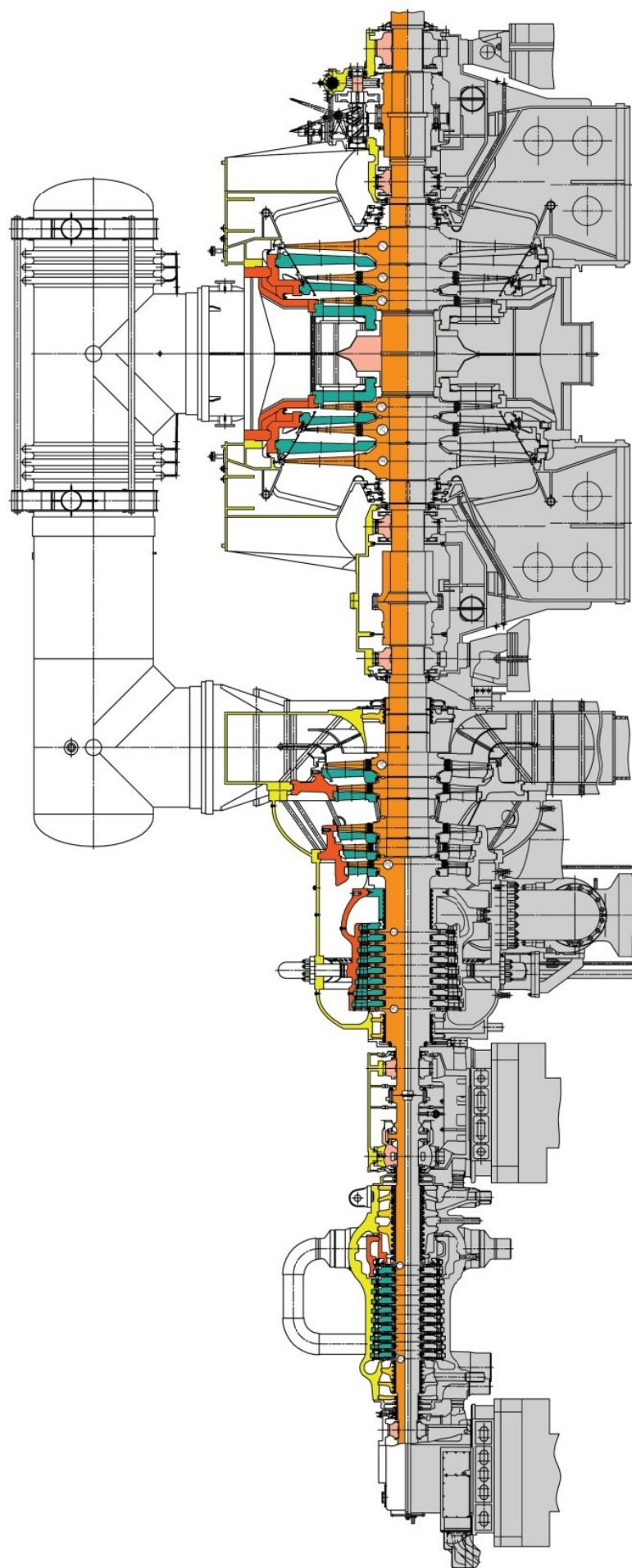


Рис. 4.31. Паровая турбина Т-113/145-12,4 УТЗ для трехконтурной ПГУ-410 с промежуточным перегревом пара

Внутренней корпус оригинальной конструкции (рис. 4.32) выполнен сборным в целях обеспечения технологичности отливки и плотности конструкции. Он состоит из литой части, которая включает в себя верхнюю образующую корпуса, паровпускные патрубки и фланцы горизонтального разъема, и кованой части, которая представляет собой нижнюю образующую корпуса.

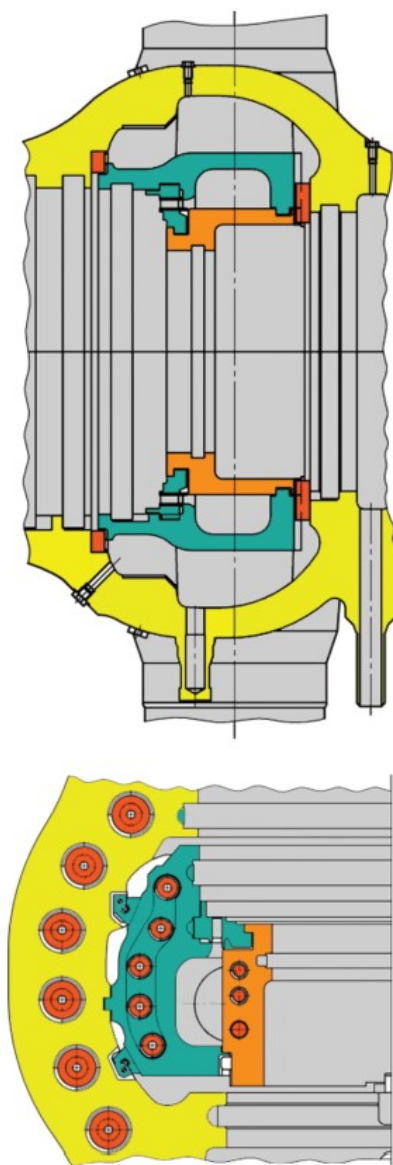


Рис. 4.32. Узел паровпуска ЦВД паровой турбины Т-113/145-12,4 УТЗ для ПГУ-410

Основная особенность конструкции заключается в том, что предусмотрена затяжка горизонтального разъема внутреннего цилиндра не только его наружной (литой части) но и внутренней (кованой) части, что, в

свою очередь, обеспечивает плотность внутреннего корпуса, то есть исключает протечки пара по горизонтальному разъему. Крепеж внутренней части устанавливается со стороны парового пространства в специальных «карманах».

Пар из ЦВД направляется в КУ, где смешивается с паром контура СД и, пройдя пароперегреватель, поступает в цилиндр среднего давления через два БК СД, которые унифицированы с блоками клапанов цилиндра среднего давления (ЦСД) турбины Т-250/300-240 (далее Т-250).

ЦСД выполнен двухкорпусным с петлевой схемой течения пара в проточной части. Необходимость такого решения продиктована главным образом тем, что при этом зона повышенных температур (зона паровпуска) максимально отдалается от среднего подшипника. Внутренний корпус ЦСД сварно-литой. Принципиально конструктивные решения, использованные во внутреннем корпусе ЦСД, аналогичны описанным выше для внутреннего корпуса ЦВД. Внутренний корпус ЦСД – сборный, состоящий из сварно-литой верхней образующей корпуса с патрубками и фланцами горизонтального разъема и литой нижней образующей. Предусмотрена обтяжка горизонтального разъема внешней и внутренней его частей. Во внутреннем корпусе расположены ступени 12-19, в наружном цилиндре расположены ступени 20-24. В межкорпусное пространство подается пар НД из третьего контура КУ. На трубопроводе подвода пара НД установлены БК НД, унифицированные с БК НД турбины Т-53/67-8,0. Отбор пара на ПСГ-2 осуществлен после 22-й ступени и на ПСГ-1 – после 24-й ступени.

Пройдя ЦСД, пар через перепускные трубы попадает в цилиндр низкого давления. ЦНД двухпоточный, в каждом потоке расположены по три ступени: регулирующая ступень ЧНД и две ступени давления, унифицированные со ступенями турбины Т-250. Выхлопные части ЦНД по конструкции унифицированы с выхлопными частями турбины Т-250. Средняя часть ЦНД, в отличие от турбины Т-250, выполнена однокорпусной, что позволило снизить металлоемкость конструкции. Для охлаждения последних ступеней на

режимах теплового графика в турбине Т-113/145-12,4 реализована система охлаждения ЦНД.

Основные показатели турбины на ряде режимов помещены в табл. 4.11.

Удельный расход пара рассчитывался по формуле

$$d = \frac{G_{\text{вх}}^{\text{ЦВД}} + G_{\text{вх}}^{\text{ЦСД}} + G_{\text{НД}}}{N_e}.$$

Удельный расход теплоты рассчитывался по формуле

$$q = \frac{G_{\text{вх}}^{\text{ЦВД}} (h_{\text{вх}}^{\text{ЦВД}} - h_{\text{вых}}^{\text{ЦВД}}) + G_{\text{вх}}^{\text{ЦСД}} (h_{\text{вх}}^{\text{ЦСД}} - h_{\text{д}}) + G_{\text{НД}} (h_{\text{НД}} - h_{\text{д}})}{N_e},$$

где $G_{\text{вх}}^{\text{ЦВД}}$, $G_{\text{вх}}^{\text{ЦСД}}$, $G_{\text{НД}}$ – соответственно расход пара перед ЦВД, перед ЦСД и контура НД, кг/ч; $h_{\text{вх}}^{\text{ЦВД}}$, $h_{\text{вх}}^{\text{ЦСД}}$, $h_{\text{НД}}$ – энтальпия пара перед ЦВД, перед ЦСД и контура НД, кДж/кг; $h_{\text{д}}$ – энтальпия питательной воды после деаэратора (давление 0,49 МПа), кДж/кг; N_e – электрическая мощность турбины, кВт.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки помещена на рис. 4.33.

Отработавший пар ЦНД поступает в конденсаторную группу КГ-12000 с расходом охлаждающей воды до 27000 м³/ч, состоящую из двух конденсаторов, соединенных параллельно по охлаждающей воде. Учитывая работу турбоустановки в блоке с КУ, организован прием из КУ в конденсаторы редуцированного и охлажденного пара после быстродействующей редукционно-охладительной установки (БРОУ) из контуров ВД и ПП, а также пара из контура НД, как в период пусковых операций, так и при возникновении ряда других ситуаций, например, сброса электрической нагрузки. В этом случае конденсационная установка готова принять полный расход пара на турбину, что позволит исключить значительные потери пара при выхлопе его в атмосферу, снизить шумность на территории ТЭЦ и в окружающих ее зонах, сохранить экологическую ситуацию в районе ТЭЦ в норме.

Таблица 4.11

Показатели турбины Т-113/145-12,4 УТЗ для ПГУ-410

Наименование показателя	Режимы работы	
	Номинальный теплофика- ционный	Конденса- ционный
Температура наружного воздуха, °С	-1,7	+15
Параметры пара перед ЦВД:		
давление, МПа	12,35	12,35
температура, °С	557,6	562,6
расход, т/ч	316,7	307,4
Параметры пара контура СД:		
давление, МПа	3,35	3,26
температура, °С	375	379
расход, т/ч	54,9	52,8
Параметры пара перед ЦСД (после ПП):		
давление, МПа	3,01	2,94
температура, °С	553,6	559,6
расход, т/ч	366,6	355,1
Параметры пара НД:		
давление, МПа	0,475	0,475
температура, °С	247,7	248,3
расход, т/ч	50,2	45,1
Параметры пара после смешения с НД в межкорпусном пространстве ЦСД (с учетом подмешивания утечек ЦВД):		
давление, МПа	0,465	0,477
температура, °С	305,6	315,3
расход, т/ч	420,6	404,0
Давление в отопительных отборах пара, МПа:		
верхнем (при двухступенчатом подогреве сетевой воды)	0,059-0,245	-
нижнем (при одноступенчатом подогреве сетевой воды)	0,049-0,196	-
Температура обратной сетевой воды, °С	50	-
Давление пара в конденсаторе (чистые трубы поверхности теплообмена), кПа	2,8	3,3
Температура охлаждающей воды, °С	12	15
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	921	-
Электрическая мощность, МВт	113,0	145,7
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	3,69	2,75
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	-	10162

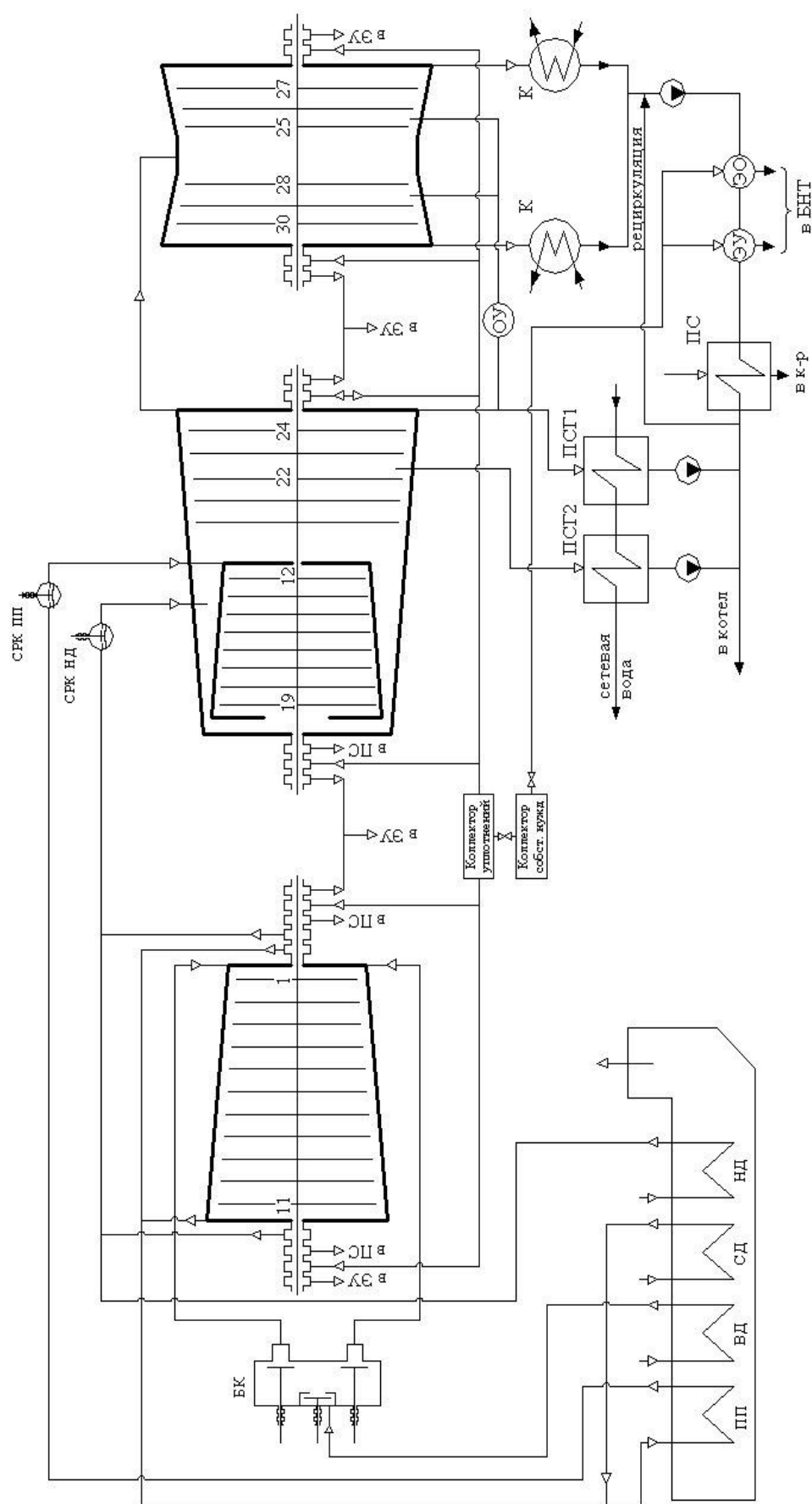


Рис. 4.33. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-113/145-12,4 для ПГУ-410: БК – блок клапанов; SRK ПП – стопорно-регулирующий клапан промежуточного перегрева пара; SRK НД – стопорно-регулирующий клапан низкого давления; ПСГ1...2 – подогреватели сетевой воды горизонтального типа; ЭУ – эжектор уплотнений; ЭО – эжектор основной; ПС – подогреватель сальниковый; ОУ – охлаждающее устройство; К – конденсатор; БНТ – бак «низких» точек

Тепловая схема турбоустановки имеет упрощенную систему регенерации НД, состоящую из охладителей основного эжектора (ЭО), охладителей эжектора уплотнений (ЭУ) и сальникового подогревателя (ПС).

В системе регенерации имеется подогреватель сальниковый (ПС), в который отводится пар из переднего и заднего концевых уплотнений ЦВД и переднего уплотнения ЦСД, благодаря чему ограничивается передача тепла по ротору ВД и СД к соответствующим подшипникам, что обеспечивает надежность их работы. ПС расположен на линии рециркуляции, что обеспечивает в нем давление пара ниже атмосферного на всех режимах работы турбины и, вследствие этого, отсос потоков пара из концевых уплотнений ЦВД и ЦСД.

Система регенерации ВД отсутствует.

Перед ПСГ-1 установлен ОК греющего пара ПСГ, благодаря чему в охладитель выхлопных газов КУ (ОГ КУ) подается охлажденный конденсат, что позволяет снизить их температуру и улучшить экологию окружающей среды.

Турбина снабжена охлаждающим устройством (ОУ). Пар к ОУ подается из линии подвода его к ПСГ-1 и после специальной подготовки – в камеру после регулирующей ступени ЦНД. Благодаря наличию ОУ вентиляционный расход пара удастся снизить с 80 до 20 т/ч. Для уменьшения подвода перегретого пара в ЦНД регулирующие диафрагмы ЦНД выполняются плотными.

В турбоустановке используется схема двухступенчатого подогрева сетевой воды в ПСГ. В данной турбоустановке используются два ПСГ-2300 с поверхностью теплообмена 2300 м^2 каждый и расходом сетевой воды до $4500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Сетевой подогреватель ПСГ-1 установлен под ЦВД. Сетевой подогреватель ПСГ-2 установлен под генератором.

На рис. 4.34, 4.35 и 4.36 приведены основные компоновочные виды.

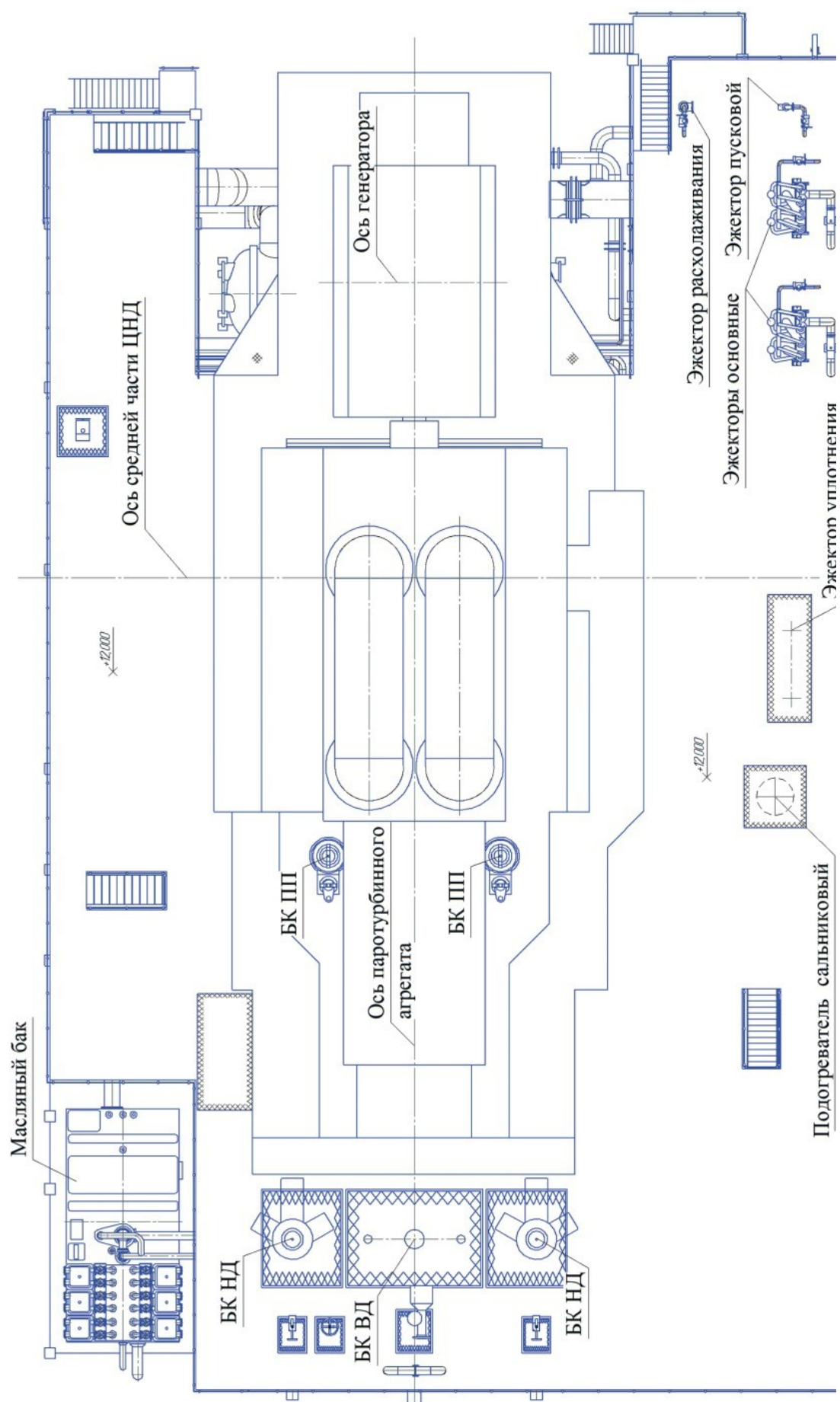


Рис. 4.34. Компонировка турбоустановки Т-113/145-12,4. План на верхней площадке обслуживания (+12,000 м)

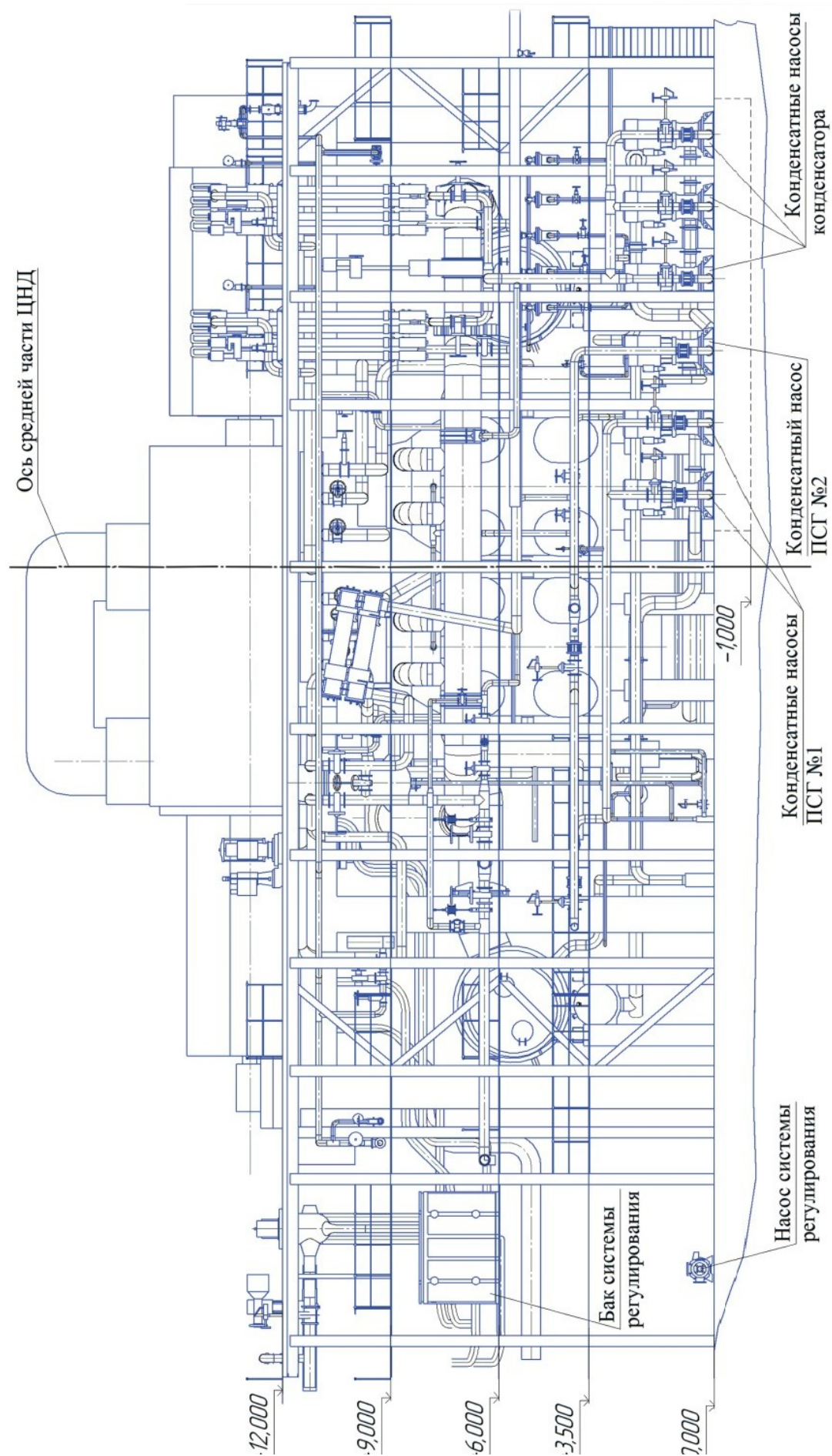


Рис. 4.35. Компоновка турбоустановки Т-113/145-12,4. Вид со стороны системы регенерации

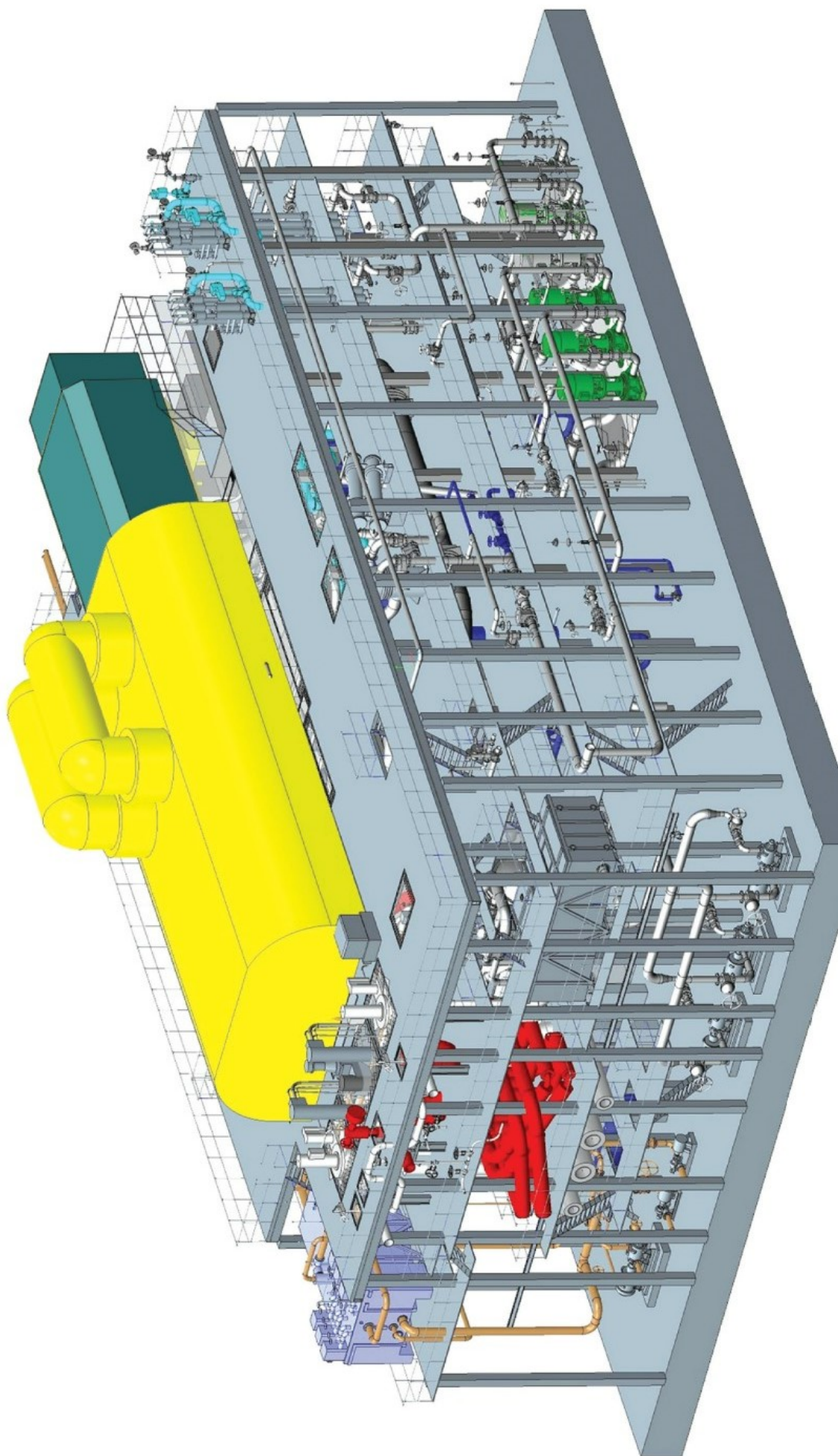


Рис. 4.36. Общий вид компоновки турбоустановки Т-113/145-12,4

Турбина снабжена современной микропроцессорной электрогидравлической системой регулирования и защиты (ЭГСРиЗ), состоящей из трех основных частей: гидравлической части (ЭГСРиЗ), электрической части (ЭЧСРиЗ) и электрогидравлических преобразователей, реализующих функции преобразования электрических сигналов управления ЭЧСРиЗ в гидравлические входные сигналы ГЧСРиЗ.

Существенным отличием ЭГСРиЗ турбины Т-113/145-12,4 от ЭГСРиЗ ранее выпущенной турбины Т-53/67-8,0 является применение в системе регулирования и защиты в качестве рабочего тела воды как наиболее эффективного противопожарного мероприятия.

Турбина сопрягается с генератором воздушного охлаждения ТФ-160П-2УЗ производства НПО «ЭЛСИБ» ОАО.

4.13. Паровая турбина К-153-11,0 УТЗ для ПГУ-450

Паровая турбина К-153-11,0 (рис. 4.37) – двухцилиндровая, конденсационная. Турбина предназначена для работы в составе двухконтурной ПГУ-450 для ТЭЦ нового завода в Мурманской области.

Пар в ЦВД поступает от двух блоков клапанов (БК). Каждый БК состоит из стопорного клапана со своим автозатвором и двух регулирующих клапанов со своими сервомоторами. БК будет разработан новый с использованием конструктивных решений БК турбины Т-113/145-12,4 для ПГУ Краснодарской ТЭЦ. ЦВД выполнен двухкорпусным. Литые внутренний и наружный корпуса унифицированы с турбиной ПТ-135/165-130/15. Проточная часть ЦВД состоит из 17 ступеней давления. Ступени 1-10 по профилю унифицированы со ступенями турбины Т-60 с диаметром корня рабочих лопаток 800 мм. Ступени 11-13 унифицированы со ступенями 7-9 турбины Т-185 с диаметром корня рабочих лопаток 1077 мм; 14-17 – это ступени 12-15 турбины Т-185 также с диаметром корня рабочих лопаток 1077 мм.

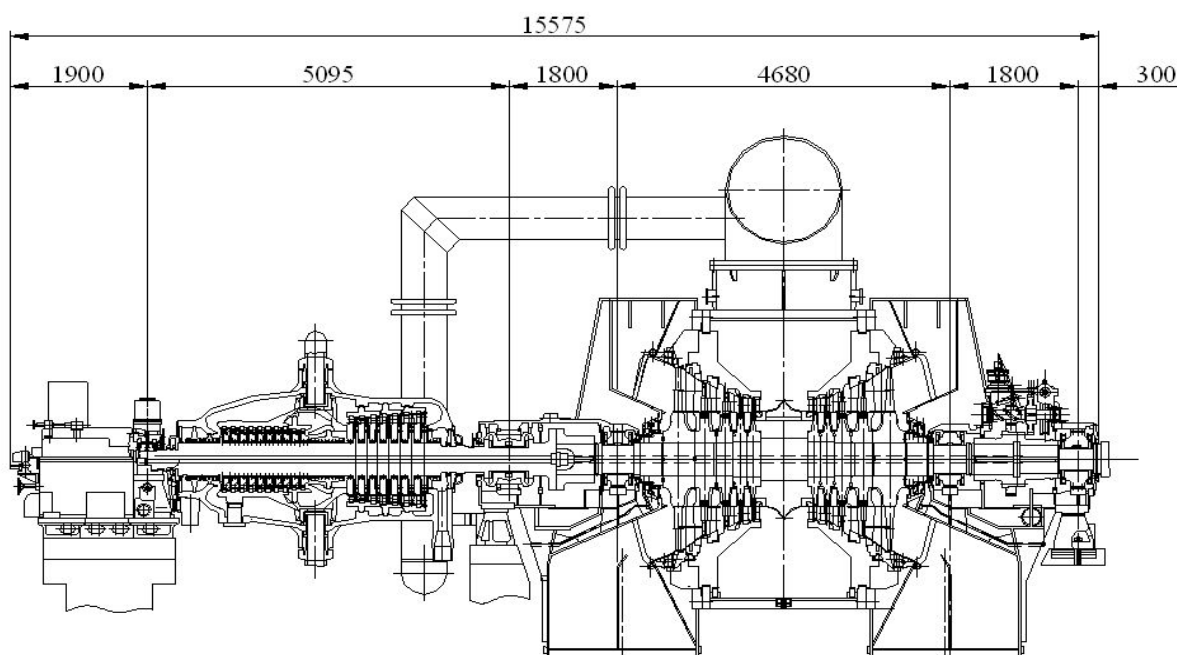


Рис. 4.37. Паровая турбина К-153-11,0 УТЗ для ПГУ-450

ЦНД – новый сварной и разработан на базе ЦНД турбины К-110-1,6. В каждом потоке размещены пять ступеней. Первые три ступени 18-20 (23-25) частично унифицированы со ступенями 16-18 турбины Т-185-2 и посажены на диаметр корня 1450 мм. Две последние в каждом потоке ступени 21-22 (26-27) унифицированы с последними ступенями турбины К-110-1,6 (Т-185-4) с диаметром корня рабочих лопаток 1450 мм и имеют длины рабочих лопаток соответственно 450 и 660 мм.

Подвод пара контура НД от КУ осуществляется в ресиверные трубы между ЦВД и ЦНД. На трубопроводах подвода пара установлены два СРК.

Турбоустановка обладает разветвленной системой концевых уплотнений, что позволяет повысить ее экономичность. Турбина комплектуется конденсаторной группой КГ-12000 с расходом охлаждающей воды до 27000 м³/ч.

Турбина может быть сопряжена с генератором с воздушным охлаждением типа ТФ-160П-2УЗ производства НПО «ЭЛСИБ» ОАО.

Предварительные габариты компоновки турбоустановки с генератором ТФ-160-2 с учетом выемки ротора генератора: длина 41 м, ширина 30 м, отметка обслуживания +12,0 м.

4.14. Паровая турбина Т-130/160-12,8 ЛМЗ для ПГУ

Паровая турбина Т-130/160-12,8 ЛМЗ (рис. 4.38) предназначена для работы в составе ПГУ-220 по сбросной схеме или ПГУ-450 с КУ. Техническая характеристика турбины Т-130/160-12,8 представлена в табл. 4.12.

Таблица 4.12

Техническая характеристика турбины Т-130/160-12,8 ЛМЗ для ПГУ

Параметр	Значение
Мощность номинальная / максимальная, МВт	133/162
Начальные параметры пара: давление, МПа температура, °С	12,8 555
Номинальный расход свежего пара, т/ч	500
Максимальная производительность теплофикационного отбора, ГДж/ч	920
Диапазон регулирования давления в теплофикационном отборе, МПа: верхний отбор нижний отбор	0,08-0,25 0,03-0,15
Максимальный отбор пара на производственные нужды, т/ч	70
Максимальное давление в производственном отборе, МПа	2,2
Длина рабочей части лопатки последней ступени, мм	755
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	20
Расход охлаждающей воды через конденсатор, м³/ч	16000

Система парораспределения турбины состоит из четырех сопловых коробок с регулирующими клапанами диаметром 150 мм, установленными на ЦВД, и одного стопорного клапана диаметром 255 мм, размещенного вблизи ЦВД.

Поворотные диафрагмы, регулирующие давление и расход пара отопительных отборов, перемещаются рычажной передачей с помощью сервомотора, расположенного на средней части ЦНД.

Для регулирования давления в производственном отборе и ограничения поступления в ЦВД пара из линий производственных отборов на этих линиях в

дополнение к обратным клапанам установлены двухседельные стопорные клапаны отбора (СКО) диаметром 250 мм, управляемые индивидуальными сервомоторами, входящими в состав системы регулирования турбины.

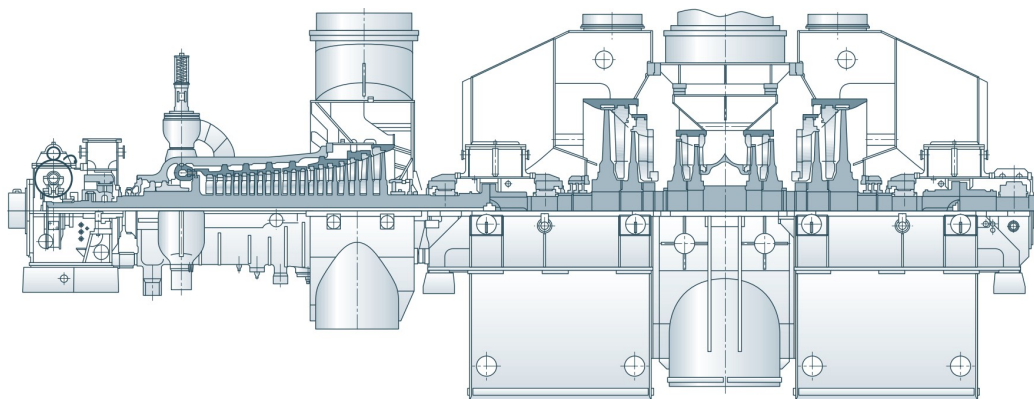


Рис. 4.38. Паровая турбина Т-130/160-12,8 для ПГУ

При проектировании теплофикационной турбины Т-180/220-12,8 ОАО «ЛМЗ» была обоснована концепция разделения отопительных отборов по двум отсекам проточной части: нижний отсек размещается за второй ступенью двухпоточного ЦНД перед регулирующей диафрагмой, верхний при наличии промежуточного перегрева пара – в выхлопном патрубке ЦСД.

Преимущество этой концепции обусловлено компактным расположением элементов низкопотенциального комплекса турбины и короткими паропроводными связями с бойлерами. Отмеченное преимущество усиливается в турбине без промежуточного перегрева пара (Т-130/160-12,8), в которой пароотборные и перепускной тракты находятся в зоне влажного пара, где целесообразно иметь более низкий уровень скоростей пара.

Проточная часть турбины состоит из 28 ступеней: 20 ступеней в однопоточном ЦВД и 8 (4х2) в двухпоточном ЦНД с рабочей лопаткой последней ступени длиной 755 мм и кольцевой площадью 5,227 м².

Цилиндр высокого давления состоит из литого корпуса с сопловыми коробками и регулирующими клапанами, обойм диафрагм, количество которых определяется числом пароотборных камер, и сварного выхлопного патрубка, имеющего два противоположно направленных тракта: вверху – пароперепускной, внизу – пароотборный для второй ступени нагрева сетевой воды.

Благодаря указанному выше разделению отопительных отборов по отсекам высокого и низкого давления обеспечен свободный доступ для обслуживания узлов турбины между этими отсеками. При этом торцевые стенки выхлопных частей высокого и низкого давления равно удалены от осей рабочих лопаток последних ступеней отсеков, что способствует устранению отрицательного влияния на КПД радиальной и окружной неравномерности давления за последними ступенями.

В выхлопном патрубке ЦВД спрофилирован осерадиальный диффузор с увеличенной радиальностью и малым осевым габаритом. При этом достигаются безотрывный поворот потока в канале и его невысокое сопротивление. Для оптимального сочетания последней ступени высокого давления с осерадиальным диффузором ее диафрагма размещена в выхлопном патрубке, а не в обойме; КПД проточной части высокого давления составляет 89,6 %.

Для снижения потерь от влажности ($y > 6\%$) в перепускных трубопроводах между ЦВД и ЦНД установлены высокоскоростные сепараторы, работающие по принципу использования центробежных сил для осаждения крупнодисперсной влаги на поверхности каналов и ее удаления с некоторым количеством пара через пленкозаборные щели в лопатках. Влажность пара на выходе из высокоскоростных сепараторов снижается до 1 %. Такими сепараторами оснащаются теплофикационные турбины без промежуточного перегрева пара (Т-120, Т-150).

В теплофикационных турбинах Т-140 и Т-150 применяется традиционная для ЛМЗ конструкция двухпоточного ЦНД с рабочими лопатками последних ступеней длиной 640...755 мм.

Положительными технологическими и конструктивными показателями таких турбин являются:

- двухкорпусный статор с отдельными паровыпускными частями;
- внутренний корпус паровпуска с одним (Т-140) или двумя (Т-150) направляющими аппаратами;

- камера нижнего отопительного отбора пара в пространстве между наружным и внутренним корпусами;
- регулирующая диафрагма, последняя ступень и два подшипника в каждой выхлопной части.

Решение отмеченных ранее задач заключалось в обновлении компонентов турбины типа Т-130. При разработке предусматривалось сокращение массогабаритных показателей ЦНД, снижение сопротивления паротборных и паровыпускных трактов, увеличение вакуумной плотности наружного корпуса, повышение КПД и организация влагоудаления в проточной части, упрощение обслуживания и ремонта турбины, ее гибкое соединение трубопроводами с подогревателями сетевой воды.

В проточной части низкого давления применены диафрагмы сварной конструкции. В двух последних ступенях организовано влагоудаление. Благодаря выполнению канавок с резиновым шнуром по всему периметру горизонтального разъема, включая концевые уплотнения, повышена вакуумная плотность наружного корпуса. Увеличено количество уплотнительных колец и усиков в обоймах концевых уплотнений ЦНД и тем самым обеспечено сокращение протечек рабочих сред.

В ЦНД турбины Т-130/160-12,8 концевые уплотнения обойменного типа выполнены со съёмными крышками, что позволяет в эксплуатационных условиях исключить снятие крупногабаритных ресиверных трубопроводов и крышки ЦНД при необходимости осмотра и замены сегментов уплотнений.

В камерах концевых уплотнений выполнены равномерный подвод и отвод рабочих сред. Трубопроводы уплотнений размещены в силовых трубах выхлопного патрубка, а не под масляным картером опор ротора низкого давления, что исключает дополнительный нагрев масла и подшипников.

Фикс-пункт турбины расположен между ЦВД и ЦНД на выхлопном патрубке. Цилиндр высокого давления расширяется в сторону переднего подшипника и перемещает его по фундаментной раме, для чего осуществлены

мероприятия по уменьшению коэффициента трения в плоскости скольжения и снижению уровня приложения усилий перемещения передней опоры.

В конструкции опорно-фиксирующих узлов ЦВД (относительно ЦНД) осуществлено разделение функций опорных и фиксирующих (шпоночных) поверхностей. При этом обеспечен свободный доступ к шпоночным соединениям, зазоры в которых могут быть скорректированы при короткой остановке турбины.

Нагрев сетевой воды происходит в ПСГ-1 и ПСГ-2. Первый размещен по оси паровпуска ЦНД между отдельными конденсаторами, второй – под выхлопным патрубком ЦВД слева от конденсатора. Максимальная температура сетевой воды за ПСГ-2 составляет 123 °С. Конструктивно подогреватели питательной и сетевой воды объединены в двух корпусах. Допускается длительная работа турбины в теплофикационном режиме с отключенным верхним отбором.

Для эффективного использования тепла уходящих газов котла и газовой турбины предусмотрено байпасирование основного конденсата после ПНД-1 и ПНД-2 (в схеме существует паровая регенерация). Конденсат направляется на ГВПНД и возвращается в тракт питательной воды перед деаэратором. Температура питательной воды за деаэратором равна 167 °С.

Проточная часть турбины имеет новое облопачивание, паровые тракты цилиндров спрофилированы с помощью современных средств моделирования пространственных течений, влагоудаление организовано в ресиверном тракте и проточной части ЦНД, вакуумная плотность наружного корпуса ЦНД повышена и его выхлопные части оснащены системой охлаждения.

4.15. Паровая турбина Т-150-7,7 ЛМЗ для ПГУ-450

Паровая турбина Т-150-7,7 ЛМЗ (рис. 4.39) предназначена для работы в составе ПГУ-450. В состав ПГУ также входит две газовые турбины ГТЭ-160 (V94.2 производства предприятия «Интертурбо» – совместного предприятия

фирмы Siemens и ОАО «ЛМЗ», затем ООО «СТГТ» с турбиной типа SGT5-2000E) и два котла-утилизатора производства ОАО «ЗиО-Подольск».

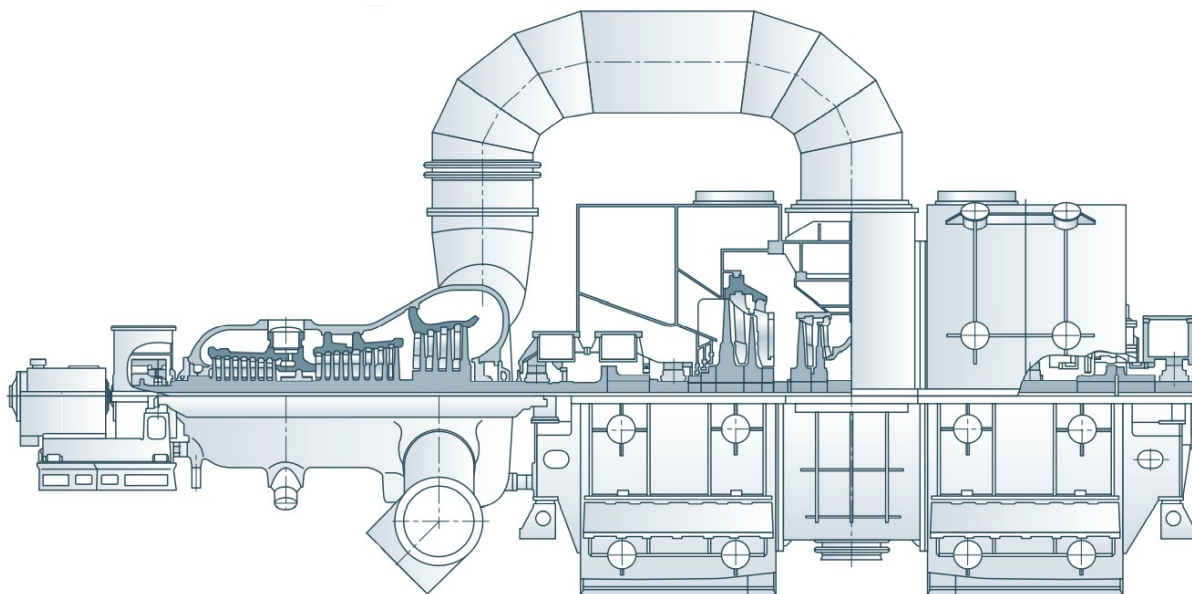


Рис. 4.39. Паровая турбина Т-150-7,7 для ПГУ-450

Техническая характеристика турбины Т-150-7,7 представлена в табл. 4.13.

Турбина выполнена двухцилиндровой. Турбина не имеет промежуточного перегрева пара в КУ. Именно это обстоятельство позволило выполнить турбину достаточно компактной и двухцилиндровой. ЦВД – с петлевым движением пара, ЦНД – симметричной, двухпоточной конструкции.

Свежий пар по двум паропроводам, идущим от каждого КУ, поступает в нижнюю половину корпуса ЦВД, растекается в окружном направлении по паровпускной камере и, развернувшись по оси турбины, поступает в сопловые каналы 1-й ступени. Далее пар проходит последовательно справа налево первые восемь ступеней проточной части ЦВД.

Пройдя первые восемь ступеней левого потока ЦВД, поток пара разворачивается на 180° и движется по кольцевому пространству между внутренним и внешним корпусами. Диафрагмы этих ступеней установлены в обоймах, а последние – непосредственно во внешнем корпусе.

После расширения в 16 ступенях пар попадает в камеру смешения, в

которую также снизу по патрубку поступает пар из контуров НД котлов-утилизаторов. Потоки пара смешиваются, и образующийся единый поток поступает в последние четыре ступени ЦВД, диафрагмы которых установлены в обойме.

Таблица 4.13

Техническая характеристика турбины Т-150-7,7 ЛМЗ для ПГУ-450

Параметр	Значение
Мощность номинальная / максимальная, МВт	150/160
Параметры свежего пара:	
давление, МПа	7,7
температура, °С	510
расход, т/ч	475
Параметры пара низкого давления:	
давление, МПа	0,6
температура, °С	195
расход, т/ч	108,1
Температура охлаждающей воды, °С	27
Расчетное давление в конденсаторе, кПа	10
Максимальная тепловая нагрузка, ГДж/ч	1465
Характеристика последней ступени:	
длина рабочей лопатки, мм	640
корневой диаметр, мм	1520
кольцевая площадь выхода пара, м ²	4,34
Длина турбины без генератора, м	16,7
Масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), т	463
Масса конденсаторной группы, т	204

Теплофикационная установка состоит из четырех ступеней подогрева сетевой воды в двух горизонтальных (ПСГ-1 и ПСГ-2) и двух вертикальных (ПСВ-3 и ПСВ-4) подогревателях. Подогреватели ПСВ-3 и ПСВ-4 по пару подключены таким образом, что могут питаться как от отборов паровой турбины, так и непосредственно от котлов-утилизаторов. В последнем случае паровая турбина может быть отключена, при этом блок имеет максимальную тепловую

нагрузку. По сетевой воде ПСВ-3 и ПСВ-4 подключены таким образом, чтобы отпускать горячую воду двумя потоками с разной температурой. Конденсатно-питательный тракт включает в себя блочную обессоливающую установку, конденсатор пара уплотнений паровой турбины, подогреватель низкого давления, включаемый при работе ГТУ на жидком топливе, деаэратор с рабочим давлением 0,65 МПа, конденсатные и питательные насосы.

Контрольные вопросы к главе 4

1. Как влияют параметры паротурбинного цикла на изменение КПД ПГУ?
2. Перечислите основные особенности паровых турбин для ПГУ с КУ.
3. Какой тип парораспределения обычно применяется в турбинах для ПГУ с КУ?
4. Как рассчитать удельный расход пара для паровой турбины, входящей в состав трехконтурной ПГУ с КУ?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов. – М.: МЭИ, 2002. – 584 с.
2. Баринберг, Г.Д. Модернизация энергоблоков с паровыми теплофикационными турбинами / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев // Надежность и безопасность энергетики. – 2009, июнь. – № 2 (5). – С. 57-61.
3. Трояновский, Б.М. Энергетические паровые турбины / Б.М. Трояновский // Теплоэнергетика. – 1991. – № 11. – С. 2-16.
4. Ольховский, Г.Г. Перспективы тепловых электростанций / Г.Г. Ольховский // Электрические станции. – 2010. – № 1. – С. 8-17.
5. Цанев, С.В. Вопросы выбора параметров пара парогазовой установки с котлом-утилизатором одного давления / С.В. Цанев, В.Д. Буров, В.Е. Торожков // Электрические станции. – 2004. – № 2. – С. 9-18.
6. Буров, В.Д. Анализ и оптимизация структуры и параметров тепловых схем конденсационных ПГУ с котлами-утилизаторами трех давлений / В.Д. Буров, Я.Ю. Сигидов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 1 (39). – С. 31-36.
7. Трухний, А.Д. Конструкторский расчет трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом пара / А.Д. Трухний, Н.С. Паршина // Теплоэнергетика. – 2010. – № 2. – С. 12-18.
8. Трухний, А.Д. Выбор профиля теплофикационной парогазовой установки ПГУ-400Т для ТЭЦ-25 Мосэнерго / А.Д. Трухний, М.И. Прохоров // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 7-10.
9. Баринберг, Г.Д. Теплофикационные паровые турбины для ПГУ мощностью 170...230 МВт / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, П.В. Коган, А.Ю. Култышев // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 28-33.

10. Баринберг, Г.Д. Перспективные паровые турбины для ПГУ / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев // Теплоэнергетика. – 2008. – № 8. – С. 2-8.

11. Баринберг, Г.Д. Паровые турбины для перспективных проектов ПГУ / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев // Теплоэнергетика. – 2009. – № 9. – С. 6-11.

12. Баринберг, Г.Д. Паровые турбины для ПГУ Березовской и Среднеуральской ГРЭС / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Ивановский, А.Ю. Култышев, Ю.А. Сахнин // Совершенствование теплотехнического оборудования, реконструкция ТЭС, внедрение систем сервиса, диагностирования и ремонта: материалы Пятой международной научно-практической конференции. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – С. 45-56.

13. Баринберг, Г.Д. Новые эскизные проекты паровых турбин для ПГУ / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, Ю.А. Сахнин, А.Ю. Култышев, А.А. Ивановский // Теплоэнергетика. – 2011. – № 1. – С. 15-20.

14. Валамин, А.Е. Паровые турбины для парогазовых установок мощностью 90...900 МВт / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, Ю.А. Сахнин, В.Б. Новоселов, В.Н. Билан, М.Ю. Степанов, Е.Н. Поляева // Тяжелое машиностроение. – 2012. – № 2. – С. 4-7.

15. Валамин, А.Е. Паровые турбины ЗАО «УТЗ» для парогазовых установок / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, Т.Л. Шибяев, А.А. Гольдберг, В.Н. Билан, Х.К. Панэке Агилера, Ю.А. Сахнин, М.В. Шехтер, М.Ю. Степанов, Е.Н. Поляева // Теплоэнергетика. – 2013. – № 8. – С. 6-13.

Valamin A.E., Kultyshev A.Y., Shibaev T.L., Gol'dberg A.A., Bilan V.N., Paneque Aguilera H.C., Sakhnin Y.A., Shekhter M.V., Stepanov M.Y., Polyayeva E.N. Steam turbines produced by the Ural Turbine Works for combined-cycle plants / Thermal Engineering. – 2013. – vol. 60. – № 8, pp. 533-540.

16. Гольдберг, А.А. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода для ПГУ: монография / А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе,

П.В. Коган, А.Ю. Култышев, Ю.А. Сахнин, М.В. Шехтер, М.Ю. Степанов, М.В. Шехтер, Т.Л. Шибает. – Екатеринбург: Априо. – 2013. – 168 с.

17. Гольдберг, А.А. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода для ПГУ: монография / А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, П.В. Коган, А.Ю. Култышев, Ю.А. Сахнин, М.В. Шехтер, М.Ю. Степанов, М.В. Шехтер, Т.Л. Шибает. – Екатеринбург: 2-е изд., переработанное и дополненное. ООО «Издательство УМЦ УПИ». – 2015. – 168 с.

18. Баринберг, Г.Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода: монография/ Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, А.Ю. Култышев, В.Б. Новоселов, Ю.А. Сахнин, М.В. Шехтер, М.Ю. Степанов, М.В. Шехтер, Т.Л. Шибает, А.А. Ямалтдинов. – Екатеринбург: под редакцией проф., д.т.н. Ю.М. Бродова и к.т.н. А.Ю. Култышева; 3-е изд., переработанное и дополненное. Априо. – 2017. – 540 с.

19. Култышев, А.Ю., Голошумова В.Н. Парогазовые установки тепловых электрических станций: учебное пособие. – Екатеринбург: УрФУ. – 2010. – 135 с., ил.

20. Култышев, А.Ю. Паротурбинные установки: учебное пособие / А.Ю. Култышев, Е.Н. Поляева, М.Ю. Степанов А.М. Табаков. – Екатеринбург: ЗАО «УТЗ». – 2011. – 230 с.

21. Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3 / Г.Д. Баринберг [и др.] // Теплоэнергетика. – 2008. – №8. – С.14-24.

22. Кольцевая камера проточной части турбины для смешения потоков пара: пат. 2386039 Российская Федерация: МПК F01D 9/02 / Баринберг Г.Д., Сахнин Ю.А., Ивановский А.А.; заявитель и патентообладатель ЗАО «Уральский турбинный завод». – № 2008107392/06; заявл. 26.02.2008; опубл. 10.09.2009.

23. Валамин, А.Е. Теплофикационная паровая турбина Т-63/76-8,8 для серии ПГУ-230 / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, В.Н. Билан, А.А. Гольдберг,

Ю.А. Сахнин, М.В. Шехтер, Х.К. Панэке Агилера, М.Ю. Степанов, Т.Л. Шибаев, Е.Н. Поляева // Теплоэнергетика. – 2012. – № 12. – С. 3-12.

Valamin A.Y., Kultyshev A.Y., Bilan V.N., Gol'dberg A. A., Sakhnin Y.A., Shekhter M.V., Paneque Aguilera H.C., Stepanov M.Y., Shibaev T.L., Polyayeva, Y.N. The cogeneration steam turbine of the T-63/76-8.8 type for a series of PGU-230 combined cycle power plants / Thermal Engineering. – 2012. – vol. 59. – № 12, pp. 883-892.

24. Пат. 2490479 Российская Федерация: МПК F01K 7/34; F01D 3/02; F01K 17/02; F01K 23/00. Одноцилиндровая теплофикационная турбина для парогазовой установки: № 2011136004/06; заявл. 29.08.2011; опубл. 20.08.2013, Бюл. № 23. / Сахнин Ю.А., Култышев А.Ю., Валамин А.Е., Кулаков А.Г.; заявитель и патентообладатель ЗАО «Уральский турбинный завод».

25. Валамин, А.Е. Теплофикационная паровая турбина Т-40/50-8,8 для ПГУ-115 / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, В.Н. Билан, А.А. Гольдберг, Ю.А. Сахнин, М.В. Шехтер, Х.К. Панэке Агилера, М.Ю. Степанов, Т.Л. Шибаев, Е.Н. Поляева // Теплоэнергетика. – 2012. – № 12. – С. 13-19.

Valamin A.Y., Kultyshev A.Y., Bilan V.N., Gol'dberg A.A., Sakhnin, Y.A., Shekhter, M.V. Paneque Aguilera H.C., Stepanov M.Y., Shibaev T.L., Polyayeva Y.N. The cogeneration steam turbine of the T-40/50-8.8 type for the combined cycle power plant PGU-115 / Thermal Engineering. – 2012. – vol. 59. – № 12, pp. 893-899.

26. Валамин, А.Е. Теплофикационная паровая турбина Тп-35/40-8,8 / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, А.А. Гольдберг, Ю.А. Сахнин, М.В. Шехтер, Х.К. Панэке Агилера, М.Ю. Степанов, Т.Л. Шибаев // Теплоэнергетика. – 2012. – № 12. – С. 20-27.

Valamin A.Y., Kultyshev A.Y., Gol'dberg A.A., Sakhnin Y.A., Shekhter M.V., Paneque Aguilera H.C., Stepanov M.Y., Shibaev T.L. The cogeneration steam turbine of the tp-35/40-8.8 type / Thermal Engineering. – 2012. – vol. 59. – № 12, pp. 900-906.

27. Баринберг, Г.Д. Теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,4 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг, А.А. Ивановский, А.Ю. Култышев, В.Б. Новоселов, Ю.А. Сахнин // Теплоэнергетика. – 2009. – № 9. – С. 15-23.

28. Баринберг, Г.Д. Теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,4 / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, Ю.А. Сахнин, А.А. Ивановский, А.Ю. Култышев, В.Б. Новоселов // Надежность и безопасность энергетики. – 2010, декабрь. – № 4 (11). – С. 38-41.

29. Култышев, А.Ю. Диаграммы режимов теплофикационных паровых турбин для парогазовых установок / А.Ю. Култышев, М.Ю. Степанов, Т.Ю. Линдер // Теплоэнергетика. 2012. № 12. С. 35-39.

Kultyshev A.Y., Stepanov M.Y., Linder, T.Y. Diagrams of regimes of cogeneration steam turbines for combined-Cycle power plants / Thermal Engineering. – 2012. – vol. 59. – № 12, pp. 913-918.

30. Линдер, Т.Ю. Расчет тепловых перемещений для выбора зазоров в проточной части турбины Т-40/50-8,8 / Т.Ю. Линдер, А.Ю. Култышев, Ю.А. Сахнин, Р.Р. Давлетбаев // Теплоэнергетика. – 2012. – № 12. – С. 40-44.

Linder T.Y., Kultyshev A.Y., Sakhnin Y.A., Davletbaev R.R. Calculation of thermal displacements for selecting gaps in the flow path of a T-40/50-8.8 turbine / Thermal Engineering. – 2012. – vol. 59. – № 12, pp. 919-923.

31. Валамин, А.Е. Опыт разработки проектов паровых турбин с использованием унифицируемых модулей / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, Ю.А. Сахнин, М.Ю. Степанов, // Теплоэнергетика. – 2014. – № 12. – С. 3-15.

Valamin A.E., Kultyshev A.Y., Sakhnin Y.A., Stepanov M.Y. Experience gained with development of steam turbine projects with the use of standardized modules / Thermal Engineering. – 2014. – vol. 61. – № 12, pp. 857-860.

*Култышев Алексей Юрьевич
Голошумова Вера Николаевна
Алешина Алена Сергеевна*

ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ОСОБЕННОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПГУ

Учебное пособие

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93, т. 2; 95 3005 – учебная литература

Подписано в печать 26.05.2022. Формат 60×84/16. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 10,25. Тираж 130. Заказ 2430.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами,
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.