

Math-Net.Ru

All Russian mathematical portal

L. P. Miklashevskiy, L. Kh. Parnev, S. A. Pashkov, V. U. Pikus, U. I. Rabkin, Yu. D. Sokirko, G. P. Telegin, V. A. Terekhov, S. M. Ushomirskiy, E. M. Shelkov, N. V. Shaik, Особенности работы парогенератора энергетической МГД установки У-25, *TVT*, 1974, Volume 12, Issue 2, 458–465

Use of the all-Russian mathematical portal Math-Net.Ru implies that you have read and agreed to these terms of use

<http://www.mathnet.ru/eng/agreement>

Download details:

IP: 18.97.14.82

January 25, 2025, 15:38:40





УДК 621.313.1

**ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПАРОГЕНЕРАТОРА
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МГД УСТАНОВКИ У-25**

*Л. П. Миклашевский, Л. Х. Шарнев, С. А. Пашков,
В. Ю. Пикус, Ю. И. Рабкин, Ю. Д. Сокирко,
Г. П. Телегин, В. А. Терехов, С. М. Ушожирский,
Е. М. Шелков, Н. В. Щаюк*

На Установке У-25 для утилизации тепла продуктов сгорания за каналом МГДг установлен специальный прямоточный парогенератор, приспособленный к весьма специфичным условиям работы МГД-электростанции.

Это потребовало проведения целого комплекса пуско-наладочных испытаний и теплофизических исследований при различных режимах работы основного контура Установки. Исследовалось поле скоростей перед конвективным пароперегревателем и условия работы парогенератора при переходных процессах и в аварийных ситуациях. Определена граница устойчивой работы парогенератора для разных тепловых нагрузок.

Для достижения высокой эффективности преобразования в цикле и обеспечения максимальной проводимости в МГД-канале требуется высокая температура на выходе из камеры сгорания. Это обстоятельство приводит к тому, что на выходе из МГДг температура продуктов сгорания всегда выше 2300°K и МГДг может быть применен в качестве падающей с любой возможной тепловой электростанцией: обычной паротурбинной, парогазовой, газотурбинной и т. д. Такое сочетание всегда дает доплатительный выигрыш в к.п.д.

На Установке У-25 для утилизации тепла продуктов сгорания, выходящих из канала МГДг, применен прямоточный парогенератор ПГ-25 оригинальной конструкции с номинальными параметрами: расходом продуктов сгорания 50 кг/сек с температурой на входе 2650°K и соответственно давлением $1,07 \text{ ата}$; производительностью 270 т/час ; давлением перегретого пара 100 ата ; температурой перегрева пара 540°C ; температурой питательной воды 105°C .

Низкая температура питательной воды в отличие от обычных энергетических паровых котлов объясняется наличием на Установке У-25 атмосферного деаэратора, отсутствием воздухоподогревателя, а также необходимостью охлаждения продуктов сгорания примерно до 150°C по условиям работы системы вывода ионизирующейся присадки.

Специфика работы парогенератора. Условия работы парогенератора в контуре МГД-электростанции весьма специфичны и резко отличаются от условий работы обычных паровых котлов тепловых электростанций.

Теплонапряженность поверхностей нагрева (тепловые потоки) на входных участках парогенератора очень велика ($1,0 \div 1,5 \cdot 10^6 \text{ ккал/м}^2\text{час}$) и практически не зависит от расхода продуктов сгорания. Это не позволяет при частичных расходах продуктов сгорания получать пар номинальных параметров, так как из-за соображений надежности приходится нарушать соотношение тепло — вода.

На входе в парогенератор теплосодержание продуктов сгорания значительно выше, чем в обычных паровых котлах, а удельный расход продуктов сгорания на 1 кг выработанного пара соответственно ниже. Это значит, что при прочих равных условиях температура продуктов сгорания перед пароперегревателем должна быть выше (примерно на 250—300° С) и, следовательно, пароперегреватель будет работать в более тяжелых температурных условиях.

В переходных режимах работы МГДГ, а также при резком частичном сбросе электрической нагрузки на МГДГ или при аварийных режимах (холостой ход, короткое замыкание) возможно возрастание давления продуктов сгорания в парогенераторе до 1,3 ата.

Наличие в продуктах сгорания ионизирующей присадки — поташа, количество которого составляет ~20% расхода топлива, приводит к тому, что продукты сгорания как бы забалластированы поташом. Точка конденсации паров КОН лежит в интервале температур (850—900° С), что может приводить к шлакованию поверхностей нагрева и требует организации специальных мер по предупреждению шлакования.

Перечисленные особенности работы парогенератора в цикле МГД-электростанции оказывают столь существенное влияние на его конструкцию, особенно радиационной части, что обычно применяемые в котлостроении решения, включая высоконапорные парогенераторы, могут быть использованы лишь частично.

Парогенератор ПГ-25 выполнен по П-образной компоновке, радиационная часть которой представляет собой цельносварную цилиндрическую поверхность из плавниковых труб, конвективная шахта прямоугольного сечения выполнена по типу обычных котельных бесприсосных шахт и для ее защиты от повышения или понижения давления перед ней и за ней установлены предохранительные клапаны. Для устранения опасной, с точки зрения шлакования, температурной зоны (1100—850° С) по продуктам сгорания применяется рециркуляция уходящих газов из бункера в зону перед конвективными поверхностями нагрева. После смешения и резкого охлаждения продуктов сгорания до температуры ниже 850° С образуются твердые частицы поташа, находящиеся во взвешенном состоянии в виде аэрозоля.

Подробное описание конструкции парогенератора ПГ-25 приведено в работе [1]. На рис. 1 представлены общий вид и принципиальная схема парогенератора ПГ-25.

Специфические условия работы и новизна конструкции парогенератора ПГ-25 потребовали проведения целого комплекса пуско-наладочных испытаний по исследованию его работоспособности при различных режимах работы основного контура Установки, а именно: а) продувки основного контура холодным воздухом — «холодные продувки»; б) продувки основного контура теплым воздухом с температурой 1470° К — «теплые продувки»; в) испытания при частичных нагрузках; г) испытания при условии быстрого запуска камеры сгорания — «пущечный» запуск.

Аэродинамические испытания. Во время испытаний парогенератора в режиме «холодных» продувок ставились следующие цели: испытания на газовую плотность и настройка предохранительных (взрывных) клапанов; измерение аэродинамических сопротивлений как всего парогенератора в целом, так и отдельных его частей; проверка работоспособности и отладка системы рециркуляции газов; газодинамические испытания при переходных процессах и аварийных ситуациях (отключение нагнетателей или дымососов).

При проведении испытаний установлено, что парогенератор является газоплотным, а также были задействованы предохранительные и взрывные клапаны и проверена их работоспособность.

Замеры аэродинамических сопротивлений парогенератора и отдельных его частей проводились при нескольких значениях расхода основного воз-

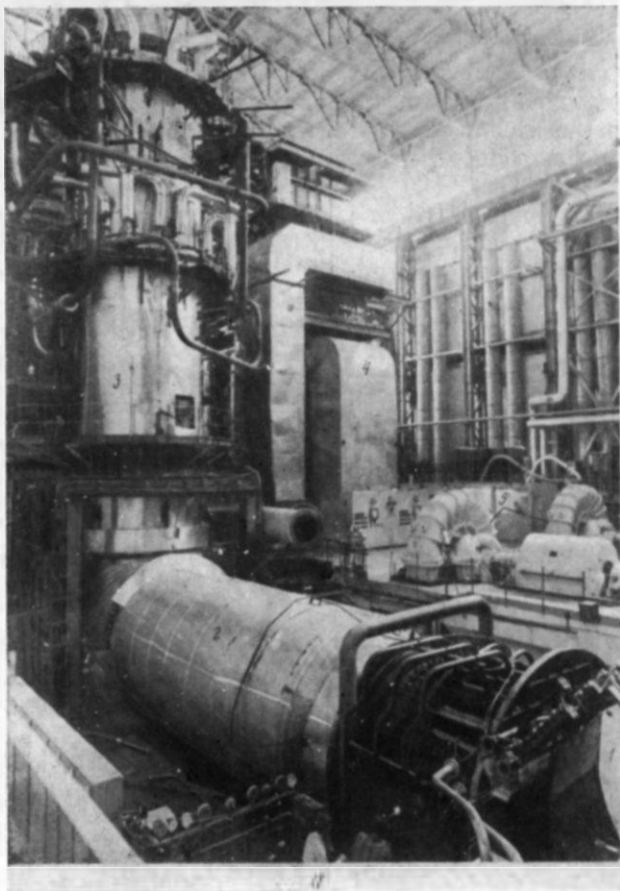


Рис. 1, а. Общий вид парогенератора ПГ-25:

1 — обмотка магнита; 2, 3 — радиационные горизонтальная и вертикальная камеры парогенератора; 4 — система вывода присадки; 5 — главные дымососы

духа через парогенератор с работающей и отключенной рециркуляцией.

Результаты этих замеров позволили установить, что сопротивление бункера парогенератора значительно отличается от расчетных значений и составляет в пересчете на номинальный режим недопустимую величину — 400 мм вод. ст. После испытаний была произведена соответствующая реконструкция бункера.

Проверка работоспособности системы рециркуляции и ее отладка сводились к определению характеристик дымососов рециркуляции и определению газовой неравномерности в сечении газохода перед конвективным пароперегревателем (КПП). Снималось поле скоростей пневмометрическими трубками в 36 точках сечения газохода при различных расходах и соотношениях основного и рециркулирующего воздуха.

При рассмотрении замеренных полей скоростей перед КПП (см. рис. 2) было выявлено, что нет полного перемешивания рециркулирующего и основного потоков газов и имеется значительная неравномерность поля скоростей (диапазон изменения скорости от 2 до 25 м/сек). Зона максимальных скоростей в большинстве случаев занимает центральную часть и смещается в зависимости от режима к задней и правой боковой стенкам. Поле скоростей при отключенной рециркуляции оказалось симметричным относительно продольной оси парогенератора, а ядро потока — смещенным к задней стенке, вероятно, из-за отжима потока в поворотном газоходе.

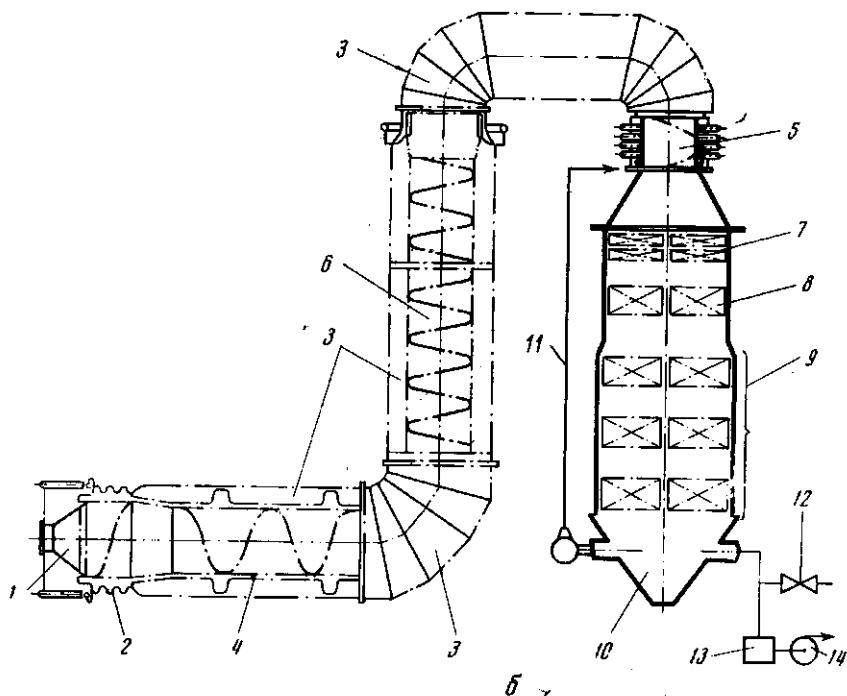


Рис. 1, б.

Принципиальная схема парогенератора: 1 — диффузор; 2, 5 — компенсаторы; 3 — радиационная испарительная часть; 4 — радиационный водяной экономайзер; 6 — радиационный пароперегреватель первой и второй ступеней; 7 — конвективный пароперегреватель первой и второй ступеней; 8 — переходная зона; 9 — водяной экономайзер; 10 — бункер; 11 — система газовой рециркуляции; 12 — воздухозаборное устройство; 13 — система вывода присадки; 14 — главный дымосос

Результаты испытаний при переходных газодинамических процессах и аварийных остановках нагнетателей и дымососов показали следующее. При переходных процессах, связанных с изменением гидравлического сопротивления участка газозадушного тракта между воздушнонагревателями и парогенератором, изменение давления в парогенераторе не превосходит допустимых пределов. При аварийном останове дымососа (рис. 3) увеличение давления в парогенераторе не превосходит допустимого предела (в случае срабатывания всех взрывных клапанов), а при аварийном останове всех нагнетателей разрежение в парогенераторе превосходит допустимый предел.

С учетом этого установлены дополнительные предохранительные клапаны на парогенераторе (на разрежение) в районе корба, отводящего уходящие газы к дымососам.

Испытания под нагрузкой. Во время испытаний парогенератора при «теплых продувках» и частичных нагрузках ставились следующие цели: дополнительная проверка работоспособности системы рециркуляции газов при различных расходах продуктов сгорания; исследование величин тепловой и гидравлической неравномерностей по параллельным змеевикам испарительной части и на выходе из радиационного пароперегревателя; определение тепловосприятости и удельных тепловых потоков на каждом участке пароводяного тракта при различных нагрузках; определение границ устойчивости циркуляции парогенератора для разных тепловых нагрузок при переменной весовой скорости среды; проверка работоспособности парогенератора в переходных нестационарных режимах и в аварийных ситуациях.

Для более точного определения работоспособности системы рециркуляции газов перед КПП устанавливались шесть выдвижных водоохлаж-

даемых термопар, измеряющих температурное поле потока продуктов сгорания после ввода рециркулирующих уходящих газов в том же сечении, где измерялось и скорость поле.

Как показали замеры, с ростом тепловой нагрузки температурная неравномерность перед КПП значительно уменьшается.

Так, при расходе продуктов сгорания 50 кг/сек с работающей рециркуляцией при температуре продуктов сгорания перед КПП $\sim 500^\circ\text{C}$ ΔT по сечению составляла 100°C . При том же расходе продуктов сгорания и при той же доле рециркуляции уходящих газов, но при температуре $\sim 830^\circ\text{C}$ ΔT по сечению упала до $\sim 70^\circ\text{C}$.

Для проведения теплогидравлических исследований был выполнен специальный комплекс экспериментальных измерений на парогенераторе.

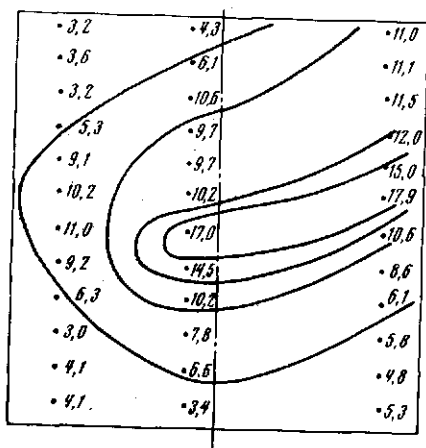


Рис. 2

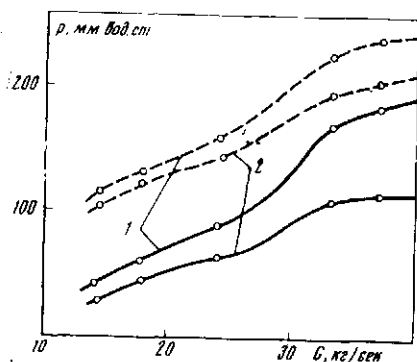


Рис. 3

Рис. 2. Поле скоростей (м/сек) перед конвективным пароперегревателем при расходе воздуха 39,2 кг/сек (температура 90°C) и рециркуляционном расходе 20 кг/сек

Рис. 3. Зависимость установившегося давления на входе (1) и выходе (2) парогенератора от расхода холодного воздуха при аварийном отключении дымососов при открытом воздухозаборном устройстве за парогенератором (сплошные линии) и при закрытом (штриховые)

Для этого радиационная часть парогенератора разбивалась на ряд зон по длине пароводяного тракта (см. рис. 4), были выделены четыре равноотстоящих по периметру трубы: № 3, 24, 45 и 66, в которых установлены последовательно для каждой зоны погружные термопары и датчики замеров давления среды.

В этих же экспериментальных трубах установлены расходомерные шайбы для замеров расхода воды. Это позволило определить средние тепловые потоки на каждом участке радиационной части парогенератора при водогрейном режиме его работы, а также границы гидродинамической устойчивости.

Для определения величины развертки по 84 испарительным трубам парогенератора на каждой из них на выходе из радиационной части были установлены поверхностные термопары*. Такие же термопары были установлены на каждой трубе на выходе из радиационного пароперегревателя первой и второй ступеней.

* Коэффициент тепловой развертки есть отношение тепловой неравномерности к гидравлической. Тепловая неравномерность характеризуется отношением тепловосприятия развернутой трубы к среднему, а гидравлическая — отношением несевой скорости среды в развернутой трубе к средней. Температурная развертка характеризуется разностью температуры среды в развернутой трубе и средней.

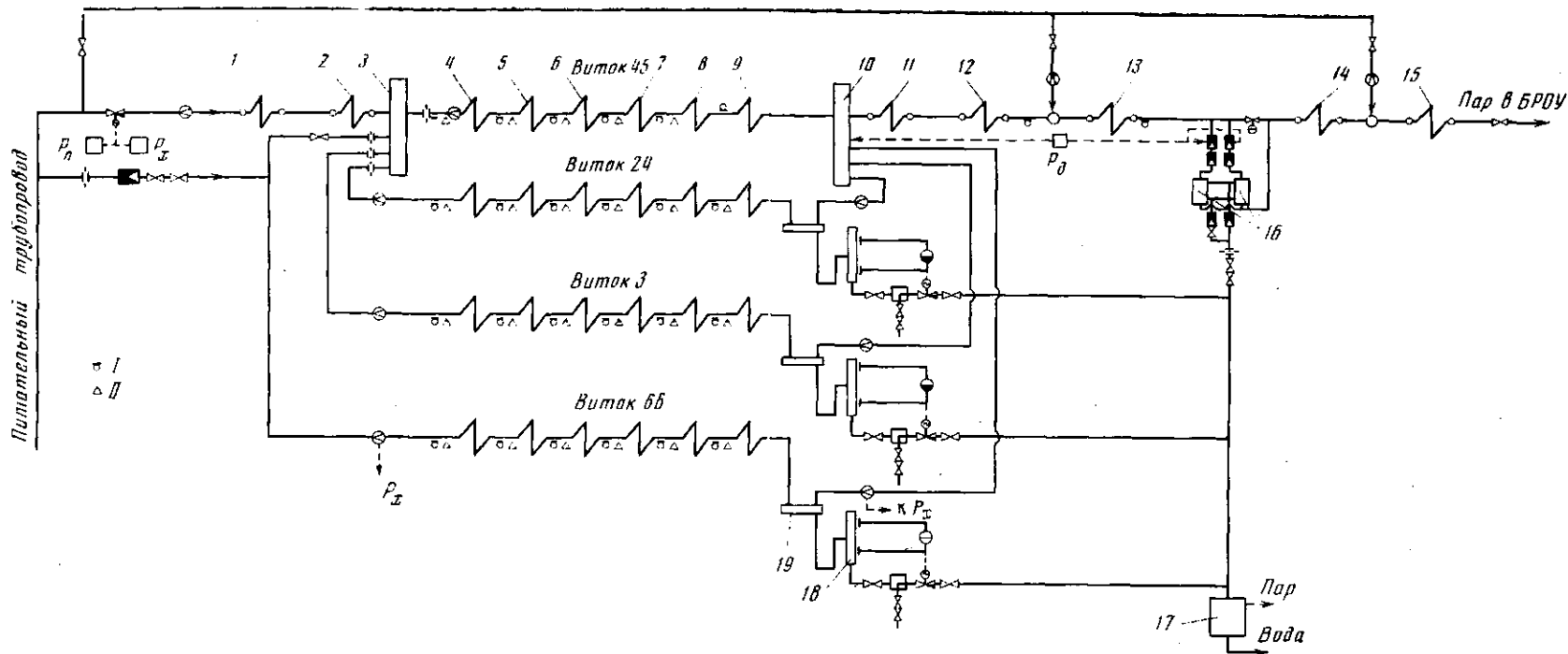


Рис. 4. Принципиальная схема теплового контроля и авторегулирования четырех экспериментальных труб (витки №№ 3, 24, 45, 66) радиационной испарительной части парогенератора:

1 — конвективный водяной экономайзер; 2 — диффузор; 3, 10 — входной и выходной коллекторы радиационной испарительной части; 4 — участок радиационного водяного экономайзера; 5 — участок горизонтальной камеры; 6 — участок поворотной камеры; 7 — участок вертикальной камеры; 8 — участок поворотного газохода; 9 — участок блока компенсатора; 11 — переходная зона; 12 — радиационный пароперегреватель первой ступени; 13 — радиационный пароперегреватель второй ступени; 14 — конвективный пароперегреватель первой ступени; 15 — конвективный пароперегреватель второй ступени; 16 — расточные сепараторы; 17 — расширитель; 18 — копилка сепаратора; 19 — сепаратор; I — замер температуры; II — замер давления; P_z — регулятор поддержания постоянного паросохранения на выходе из радиационной части; P_д — регулятор давления среды на выходе из радиационной части; P_н — регулятор питания

Первые пуски Установки У-25 проводились при частичных тепловых нагрузках контура и работа парогенератора поддерживалась в водогрейном режиме. Следует отметить, что в связи с особенностью конструкции радиационной части парогенератора и наличием тепловой неравномерности, проектом было предусмотрено дифференциальное шайбование испарительных труб для уменьшения тепловой разверки. Однако первые пуски Установки осуществлялись на парогенераторе без шайбования даже тогда, когда при увеличенных тепловых нагрузках удержать водогрейный режим на парогенераторе не представлялось возможным.

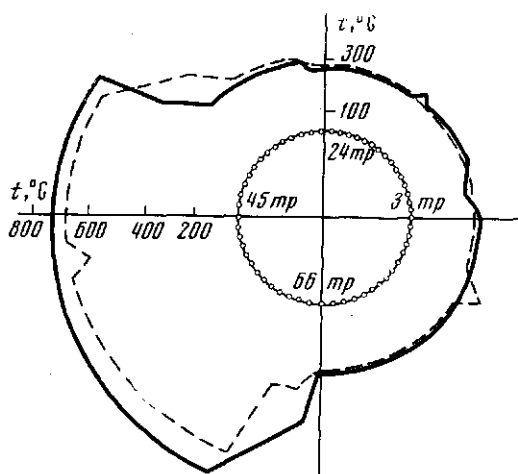


Рис. 5

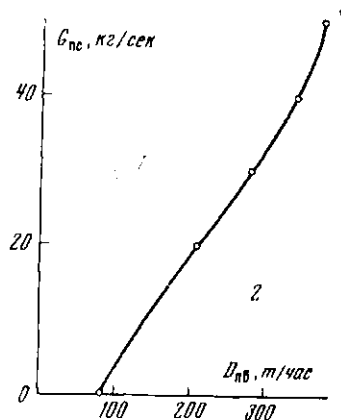


Рис. 6

Рис. 5. Эпюра температуры стенок труб на выходе из радиационной части при $G_{п.с}=40,2$ кг/сек, $\psi=37\%$, $T_{ок}=1460^\circ$ К, $D_{п.л}=270$ т/час в двух зажиганиях камеры сгорания

Рис. 6. Граница устойчивости циркуляции парогенератора на стационарных режимах работы при $\psi=40\%$, $T_{ок}=1470^\circ$ К, $\alpha=1,0$:

1 — зона неустойчивой работы парогенератора; 2 — зона устойчивой работы парогенератора (отсутствует межвитковая пульсация)

В результате этих пусков было подтверждено наличие температурной и тепловой разверок, а также были обнаружены межвитковые пульсации расхода, которые приводили к существенной неравномерности температуры среды на выходе из радиационной части парогенератора (см. рис. 5).

В качестве первого шага для увеличения надежности парогенератора и устранения межвитковой пульсации на испарительных трубах парогенератора были установлены шайбы с $\Delta P_{ш}=20$ кг/см² при расходе питательной воды 270 т/час.

После установки шайб проводились испытания по определению границ устойчивости работы парогенератора как при стационарных режимах, так и при переходных процессах во время розжига камеры сгорания. Полученные результаты для стационарных режимов представлены на рис. 6. Из рис. 6 видно, что при указанном выше шайбовании парогенератора и номинальном расходе продуктов сгорания необходимый расход питательной воды составляет более 380 т/час, т. е. для получения номинальных параметров на парогенераторе необходимы дальнейшие исследования и получение уточненных данных для проведения более эффективного группового шайбования парогенератора.

Во всех пусках полученные величины тепловых потоков достаточно хорошо согласуются с расчетными данными. Так, например, при расходе сгорания 41 кг/сек средний тепловой поток на внутреннюю поверхность по измерениям и расчету соответственно составляет: в диффузоре (1,2—

$1,4 \cdot 10^6$ и $1,5 \cdot 10^6$ ккал/м² час и в горизонтальной камере (0,35—0,4) 10^6 и $0,5 \cdot 10^6$ ккал/м² час.

Специфической особенностью работы парогенератора является форсированный подъем нагрузки при так называемом «пушечном» запуске камеры сгорания. Первые пробные пуски показали, что при этом получается недопустимо большая скорость прогрева металла поверхностей нагрева парогенератора и паропровода. Для устранения этого недостатка был выработан определенный порядок выхода на режим парогенератора. До розжига камеры сгорания, в период продувки парогенератора горячим воздухом прогрев металла производится до $\sim 250^\circ\text{C}$ со скоростью $\sim 3^\circ\text{C}$ в минуту путем уменьшения расхода воды в парогенераторе до (80—100) т/час. Перед самым розжигом камеры сгорания расход воды резко увеличивался до 250 т/час, при этом температура воды на выходе из парогенератора практически не успевала уменьшаться. С момента розжига камеры сгорания до выхода на $\alpha=1$ расход воды повышался до необходимого в зависимости от расхода продуктов сгорания.

Большой интерес представляют полученные данные по работоспособности газоплотных трубчатых экранов радиационной испарительной части в зависимости от температурных режимов работы труб [2, 3].

Однако по этому вопросу накоплен недостаточный экспериментальный материал для выдачи практических рекомендаций.

Институт высоких температур
Академии наук СССР

Поступила в редакцию
14 XII 1973

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. И. Рабкин, В. А. Терехов, Л. Г. Тененбойм, С. М. Ушомирский. Энергетическое строительство, № 8, 1971.
2. Э. М. Тынтарев, А. И. Гольберг, В. А. Плеханов. Тр. ЦКТИ, вып. 107, 1971.
3. И. Е. Семеновкер, В. Б. Надлер, Е. Ю. Нехендаи, Е. И. Шукин, Ю. А. Гольберг, А. И. Гольберг, А. М. Копелиович, А. И. Михеничев. Теплоэнергетика, № 8, 1973.