П. А. ПЕТРОВ

ГИДРОДИНАМИКА
ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1960 ЛЕНИНГРАД

В работе излагаются теоретические основы гидродинамических процессов, происходящих в парообразующих трубах прямоточного котла, и даются уравнения и формулы, приведенные к виду, позволяющему применять их в практических расчетах. Приведен также экспериментальный материал, использованный для проверки теоретических выводов и внесения необходимых коррективов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников конструкторских бюро, научно-исследовательских институтов и может быть полезна также студентам энергетических втузов.

Петр Алексеевич Петров

ГИДРОДИНАМИКА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

Редактор *Б. И. Шмуклер* Техн. редактор *К. П. Воронин*

Сдано в набор 20/I 1960 г. Подписано к печати 14/III 1960 г.
Т 02794 Бумага 84×108¹/₃₂ 8,6 печ. л. Уч.-изд. л. 9,5.
Тираж 4 000 экз. Цена 5 р. 25 к. Зак. 2028.

Типография Госэнергоиздата. Москва, Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основу этой монографии составляют исследования автора по гидродинамике прямоточных котлов, проведенные им с 1937 по 1947 г. в Бюро прямоточного котлостроения (БПК) и дополненные по результатам работ, выполненных в последующие годы. Практическим итогом этих исследований являются уравнения и формулы, дающие возможность производить гидродинамические расчеты при проектировании и наладке прямоточных котлов.

Основные теоретические выводы были проверены на действующих агрегатах и в экспериментальных установках, что позволило во многих случаях внести в теорию необходимые практические коррективы.

Излагая теорию, автор по возможности ограничился только оригинальным материалом, в остальном отсылая к литературе, приведенной в указателе. Для того чтобы сжатость изложения не нанесла ущерба ясности и для облегчения практического применения уравнений и формул, широко использовано графическое изображение важнейших зависимостей.

Вопросы гидродинамики прямоточных котлов разнообразны и сложны, изучение их начато сравнительно недавно и понятно, что они не могут быть исчерпаны в одной книге. Исследование некоторых вопросов затруднено из-за недостаточной изученности форм движения и процессов теплоотдачи при движении пароводяной смеси в обогреваемых трубах. Тем не менее знания по гидродинамике прямоточных котлов, которыми мы уже располагаем, позволяют решать ряд важных задач, относящихся к конструированию и наладке прямоточных котлов. Это обстоятельство и послужило автору основанием для более или менее систематического изложения этих знаний, предпринятого им в данной монографии.

Автор

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3

Глава первая. ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА 5

1-1. Исходные уравнения 5
1-2. Потеря напора на трение 9
1-3. Коэффициент гидравлического сопротивления 15
1-4. Особенности движения пароводяной смеси в кипятильных трубах 16
1-5. Скоростной напор 21
1-6. Нивелирный напор 22
1-7. Местные сопротивления. Сопротивление витка 23
1-8. Определение длин участков и состояния пара 24
1-9. Уравнение упрощенной гидродинамической характеристики 25
1-10. Общее исследование гидродинамической характеристики 31
1-11. Влияние неравномерности распределения тепла вдоль трубы. Влияние нивелирного и скоростного напоров 40

Глава вторая. ТЕПЛОВАЯ РАЗВЕРКА 43

2-1. Основные определения 43
2-2. Допустимая степень нетождественности. Способы ее повышения 46
2-3. Настройка витков 56
2-4. Некоторые практические указания к расчету общего дросселирования витков, повышающего допустимую нетождественность 60
2-5. Устойчивость потока в вертикальных топочных экранах 62

Глава третья. РАЗДАЧА ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ ПО ТРУБАМ 68

3-1. Промежуточные коллекторы 68
3-2. Неидеальный коллектор при $\varepsilon = 1$ 73
3-3. Неидеальный коллектор при $\varepsilon > 1$ 77

Глава четвертая. КОЛЕБАНИЯ РАСХОДА В ПАРООБРАЗУЮЩИХ ТРУБАХ 81

4-1. Постановка вопроса 81
4-2. Основные зависимости 86
4-3. Весовая емкость парообразующей части 95
4-4. Перемещение точки начала кипения 102
4-5. Расхождение расходов воды и пара 117

Глава пятая. ПУЛЬСАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ . . 128

5-1. Характер пульсаций потока в парообразующих трубах 128
5-2. Свободные колебания 129
5-3. Пульсация потока 131
5-4. Пульсация при постоянной теплоотдаче 139
5-5. Пульсация при переменной теплоотдаче 142
5-6. Период и амплитуды пульсации 152
5-7. Общекотловая пульсация 161

Литература 165

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

1-1. ИСХОДНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Движение однофазной сжимаемой жидкости при наличии теплообмена с окружающей средой определяется в теоретической гидродинамике системой пяти дифференциальных уравнений:

три уравнения движения (уравнения Навье — Стокса);

уравнение неразрывности, выражающее закон сохранения материи;

уравнение энергии, выражающее закон сохранения энергии.

К этим уравнениям добавляется шестое — уравнение состояния. Шестью неизвестными функциями являются: три слагающие скорости по координатным осям, удельный объем, давление и температура. Для определенности решения необходимо еще задать граничные условия, пространственные и по времени [Л. 3,45]. Интегрирование этих дифференциальных уравнений, кроме чисто математической трудности, осложняется наличием зависимости между физическими характеристиками вещества, входящими в уравнения (вязкость, теплоемкость, коэффициент теплопроводности) и параметрами состояния (температура, давление). В большинстве случаев эта зависимость известна только таблично и не может быть выражена точным уравнением. Поэтому техническая гидродинамика, исследуя конкретные случаи движения жидкости, не может воспользоваться математическим аппаратом теоретической гидродинамики, и, говоря словами Максвелла, должна прибегать «к более действительному анализу, чем тот, на который способно исчисление, анализу, в котором представления занимают

место символов, а легко понимаемые предложения преобладают над уравнениями».

Решение задачи стремятся получить, вводя упрощающие предположения. При неопределенности многих зависимостей удачный выбор таких предположений в значительной мере зависит от интуиции исследователя, а их правильность проверяется практически — совпадением расчетных величин с экспериментально полученными.

Наиболее общим упрощающим предположением является допущение одноразмерности движения. Скорость всех частиц данного поперечного сечения потока принимается одинаковой. Эта усредненная скорость определяется исходя из равенства кинетических энергий потока, вычисленной по средней скорости и по действительному распределению скоростей в данном поперечном сечении. Как известно, для изотермического ламинарного движения с параболическим распределением скоростей усредненная скорость равна удвоенной скорости, вычисленной по объемному расходу жидкости. Для турбулентного движения коэффициент усреднения несколько больше единицы, но обычно принимается равным единице [Л. 5].

Тогда для установившегося турбулентного движения однофазной сжимаемой жидкости получим следующие уравнения [Л. 43]:

уравнение неразрывности

$$\frac{dv}{v} = \frac{dF}{F} + \frac{dw}{w}; \tag{1-1}$$

уравнение движения с учетом теплообмена

$$\frac{A w\, dw}{g} + di + A dh = dQ; \tag{1-2}$$

уравнение состояния

$$v = f(P,\ T), \tag{1-3}$$

где F — поперечное сечение потока, $м^2$;
w — средняя скорость в данном сечении, $м/сек$;
v — удельный объем, $м^3/кг$;
i — теплосодержание, $ккал/кг$;
h — высота сечения над произвольной горизонтальной плоскостью, $м$;
P — давление, $кг/м^2$;
T — температура, °K;
Q — подведенное тепло, $ккал/кг$.

Обозначив через R работу трения в $кГ \cdot м/кг$, которая превращается в тепло, тоже сообщаемое жидкости, можем написать:

$$dQ + A\,dR = di - Av\,dP. \tag{1-4}$$

Подставляя в уравнение (1-2) величину dQ, получаемую из (1-4), приведем уравнение движения к такой форме:

$$\frac{w\,dw}{g} + v\,dP + dR + dh = 0, \tag{1-5}$$

или

$$-dP = \frac{\gamma}{g} w\,dw + \gamma\,dR + \gamma\,dh. \tag{1-6}$$

К уравнениям (1-1), (1-3) и (1-6) необходимо добавить уравнение, дающее закон распределения подводимого тепла Q [$ккал/кг$] по длине трубы. Предполагая это распределение для трубы длиной l равномерным, получим:

$$\frac{dQ}{dl} = q = \text{const}. \tag{1-7}$$

Для трубы постоянного диаметра $dF = 0$ и уравнение неразрывности упрощается:

$$\frac{dv}{v} = \frac{dw}{w}, \tag{1-8}$$

или

$$\gamma w = \text{const}. \tag{1-9}$$

Далее, в уравнении (1-6), применяя его для прямолинейной трубы, полагаем:

$$dR = \lambda \frac{dl}{d} \frac{w^2}{2g}. \tag{1-10}$$

Это — формула Дарси, предложенная им в 1856 г., в которой:

λ — коэффициент гидравлического сопротивления, учитывающий потерю напора на трение;

l — длина, $м$;

d — диаметр трубы, $м$.

Следовательно,

$$-dP = \frac{\gamma}{g} w\,dw + \lambda\gamma \frac{dl}{d} \frac{w^2}{2g} + \gamma dh. \tag{1-11}$$

Уравнения (1-3), (1-7), (1-9) и (1-11) являются исходными уравнениями. Так как в общем виде эта система уравнений не может быть решена, то необходимо установить те частные случаи, для которых должно проводиться исследование.

В самом общем случае в трубу прямоточного котла входит вода, не достигшая еще температуры кипения, а выходит из трубы перегретый пар. Следовательно, труба по длине может быть разделена на три участка: подогревательный, испарительный и пароперегревательный. Каждому из этих участков соответствует свое уравнение состояния.

В правой части уравнения (1-11) стоит сумма дифференциальных значений трех напоров: скоростного, фрикционного и нивелирного. Опыт показывает, что в большинстве случаев с достаточной для технических целей точностью можно и решение этого дифференциального уравнения представить в виде суммы определяемых по отдельности напоров (так называемый принцип наложения потерь):

$$\Delta p = \Delta p_{ск} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{н}. \qquad (1\text{-}12)$$

Для прямоточного котла к правой части этого уравнения следует прибавить сумму местных сопротивлений (гибов):

$$\Delta p = \Delta p_{ск} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{н} + \Sigma \Delta p_{м}. \qquad (1\text{-}13)$$

Примененная для витка в целом эта формула дает величину падения давления между коллекторами, к которым присоединен виток—перепад давления в витке. Зависимость перепада давления от расхода через виток при постоянном количестве тепла Q, сообщаемом витку при установившемся движении, назовем гидродинамической характеристикой витка

$$\Delta p = f(D). \qquad (1\text{-}14)$$

Установившееся движение в данном случае означает, что мгновенное одновременное значение расхода D одинаково для любого поперечного сечения витка. Необходимо отметить, что в реальных условиях работы парообразующих труб прямоточного котла колебания паровой нагрузки, теплоотдачи и параметров пара могут в той или иной мере нарушать устойчивость движения, при этом в парообразующей трубе за счет изменения ее водяной емкости появляется расхождение расходов воды и пара. Это явление рассмотрено в гл. 3.

1-2. ПОТЕРЯ НАПОРА НА ТРЕНИЕ

В формуле (1-13) вследствие больших скоростей движения рабочего тела в трубах прямоточного котла существенно преобладающую величину обычно имеет фрикционная составляющая — потеря напора на трение

$$\Delta p_{тр} = \int_{l=0}^{l=l} \lambda \gamma \frac{dl}{d} \frac{w^2}{2g} 10^{-4} \quad кг/см^2. \tag{1-15}$$

Остальные слагаемые формулы (1-13) в большинстве случаев можно не принимать в расчет.

Пользуясь уравнением неразрывности

$$D = \gamma w F \tag{1-16}$$

и считая коэффициент гидравлического сопротивления постоянной величиной, приводим формулу (1-15) к виду:

$$\Delta p = 6\,376 \lambda \frac{D^2}{d^5} \int_{l=0}^{l=l} v\, dl \quad [am], \tag{1-17}$$

где D — расход, $т/ч$;

d — диаметр, $см$;

v — удельный объем движущейся среды, $м^3/кг$.

Следовательно, при постоянном значении λ потеря напора на трение зависит от величины интеграла $\int v\, dl$. Этот интеграл с практически достаточным приближением может быть определен для каждого из трех участков трубы.

1. Подогревательный участок. Удельный объем воды зависит от температуры. Зависимость от давления сказывается существенно лишь при очень высоких давлениях.

Из уравнения (1-7) получаем:

$$\frac{dQ}{dl} = \frac{D\, di}{dl} 10^3 = \frac{Q'}{l'}, \tag{1-18}$$

где Q' — количество тепла, воспринятое подогревательным участком, $ккал/ч$;

l' — длина подогревательного участка, $м$.

Следовательно,

$$dl = di \frac{D}{Q'} l' \cdot 10^3 = di \frac{l'}{\Delta i'}, \tag{1-19}$$

где $\Delta i' = i' - i_0$ — изменение теплосодержания воды в подогревательном участке. Подставляя это значение в формулу (1-17), получим

$$\Delta p'_{тр} = 6\,376\lambda \frac{D^2}{d^5} \frac{l'}{\Delta i'} \int_{i_0}^{i'} v\, di. \qquad (1\text{-}20)$$

На рис. 1-1 показана зависимость удельного объема воды от теплосодержания. Точное решение по формуле (1-20)

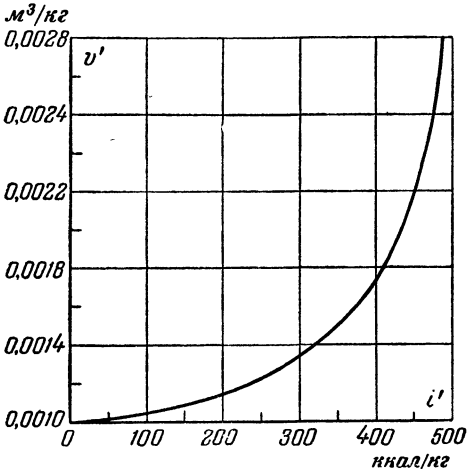


Рис. 1-1. Удельный объем воды в зависимости от теплосодержания.

может быть получено графическим интегрированием. Для пределов $i_0 = 0 \div 380$ *ккал/кг* с достаточным приближением

$$v' = 0{,}001 + 0{,}00004 \cdot 10^{-4} i^2, \qquad (1\text{-}21)$$

тогда

$$\Delta p'_{тр} = 6\,376\lambda \frac{D^2}{d^5} \frac{l'}{\Delta i'} \left[0{,}001\,(i - i_0) + \frac{0{,}00004}{10^4 \cdot 3} (i'^3 - i_0^3) \right]. \qquad (1\text{-}22)$$

Таким образом, средний интегральный удельный объем воды

$$v'_{ср} = 0{,}001 + \frac{0{,}00004}{10^4 \cdot 3} [(i' + i_0) - i' i_0] \ [м^3/кг]. \qquad (1\text{-}23)$$

Практически удобнее пользоваться средним арифметическим объемом

$$v'_{ср} = 0{,}5\,(v_0 + v'), \qquad (1\text{-}24)$$

который несколько больше, чем удельный объем по формуле (1-23). Так, например, при $i_0=100$ *ккал/кг* и $i'=380$ *ккал/кг* разница составляет $+6\%$. В прямоточных котлах $\Delta i'$ обычно значительно меньше 280 *ккал/кг* и ошибка при пользовании формулой (1-24) в большинстве случаев не превышает $+1\%$, что, конечно, вполне допустимо. Поэтому в дальнейшем потеря напора на трение в подогревательном участке определяется по формуле

$$\Delta p'_{тр}=6\,376\lambda\frac{D^2}{d^5}l'v'_{ср}, \qquad (1\text{-}25)$$

в которой $v'_{ср}$ подсчитывается по формуле (1-24).

2. Испарительный участок. Для пароводяной смеси, пренебрегая скоростным и нивелирным напорами, местными сопротивлениями, а также наличием относительной скорости воды и пара, получим следующее дифференциальное выражение формулы (1-17):

$$d\Delta p=6\,376\lambda\frac{D^2}{d^5}[v'+(v''-v')x]\,dl. \qquad (1\text{-}26)$$

Аналогично формуле (1-19)

$$dl=di\frac{l''}{\Delta i''}, \qquad (1\text{-}27)$$

где

$$\Delta i''=\frac{Q''}{D\cdot 10^3}\,[ккал/кг]. \qquad (1\text{-}28)$$

Приращение степени сухости

$$dx=\frac{di+di'}{r}. \qquad (1\text{-}29)$$

Величина di' учитывает самоиспарение, происходящее вследствие падения давления в трубе.

Из формулы (1-29) получаем:

$$di=r\,dx-di'. \qquad (1\text{-}30)$$

Формулы (1-27) и (1-30) дают возможность привести уравнение (1-26) к следующему виду:

$$dp=6\,376\lambda\frac{D^2}{d^5}\frac{l''}{\Delta i''}[v'+(v''-v')x](r\,dx-di'). \qquad (1\text{-}31)$$

Это дифференциальное уравнение не может быть решено в общем виде. При задании цифровых значений уравнение (1-31) можно решить известными способами приближенного интегрирования дифференциальных уравнений, пользуясь таблично заданной зависимостью между значениями характеристик водяного пара.

Приращение степени сухости вследствие самоиспарения при падении давления от p_1 до p_2:

$$\Delta x_c = \int_{p_1}^{p_2} \frac{di'}{r} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{di'/dp}{r}\, dp = \int_{p_1}^{p_2} k\, dp, \qquad (1\text{-}32)$$

где k — коэффициент самоиспарения.

Из рис. 1-2 видно, что для давлений от 30 до 160 *ата* k изменяется в пределах от $4{,}8 \cdot 10^{-3}$ до $3{,}2 \cdot 10^{-3}$, т. е. при $\Delta p = 1$ *ат* величина Δx_c составляет 0,48 — 0,32%. С удовлетворительной точностью величина Δx_c может быть подсчитана по формуле

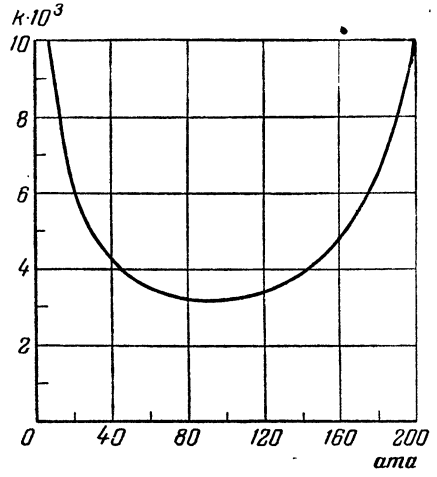


Рис. 1-2. Коэффициент самоиспарения воды.

$$\Delta x_c = \frac{i_1' - i_2'}{r_{ср}} 100\%. \qquad (1\text{-}33)$$

Так как изменение степени сухости, зависящее от сообщения внешнего тепла, значительно больше, чем Δx_c, то величиной di' в формулах (1-30) и (1-31) допустимо пренебречь и тогда получим:

$$dp = 6\,376\lambda \frac{D^2}{d^5} \frac{l''}{\Delta i''} [v' + (v'' - v')\, x]\, di. \qquad (1\text{-}34)$$

Подставляя

$$x = \frac{i - i'}{r}, \qquad (1\text{-}35)$$

где i — теплосодержание пароводяной смеси, *ккал/кг*, получим далее:

$$dp = 6\,376\lambda \frac{D^2}{d^5} \frac{l''}{\Delta i''} \left[\frac{v'' - v'}{r}\, i - \left(\frac{v'' - v'}{r}\, i' - v' \right) \right] di. \qquad (1\text{-}36)$$

Очевидно,

$$\frac{v''-v'}{r}=f(p) \quad \text{и} \quad \frac{v''-v'}{r}i'-v'=\varphi(p).$$

Пусть

$$f(p)=\frac{a}{p} \quad \text{и} \quad \varphi(p)=\frac{b}{p}.$$

Тогда из уравнения (1 36)

$$p\,dp=6\,376\lambda\frac{D^2}{d^5}\frac{l''}{\Delta i''}(ai-b)\,di. \qquad (1\text{-}37)$$

Интегрируя, получим:

$$\frac{p_1^2-p_2^2}{2}=6\,376\lambda\frac{D^2}{d^5}\frac{l''}{\Delta i''}\left[a\frac{i_2^2-i_1^2}{2}-b(i_2-i_1)\right] \qquad (1\text{-}38)$$

или, имея в виду, что $\Delta i''=i_2-i_1$,

$$\Delta p_{\text{тр}}=6\,376\lambda\frac{D^2}{d^5}\,l\,\frac{ai_{\text{ср}}-b}{p_{\text{ср}}}. \qquad (1\text{-}39)$$

Величина

$$\frac{ai_{\text{ср}}-b}{p_{\text{ср}}}=v_{\text{ср}} \qquad (1\text{-}40)$$

представляет собой удельный объем пароводяной смеси, подсчитанный при среднем давлении $p_{\text{ср}}=0{,}5(p_1+p_2)$ и среднем теплосодержании $i_{\text{ср}}=0{,}5\ (i_1+i_2)$. При интегрировании предполагалось, что a и b — константы, не зависящие от давления. Как показывает рис. 1-3, такое предположение допустимо только для не очень больших изменений давления в витке. Тем не менее почти во всех случаях, встречающихся в практике прямоточных котлов, формула (1-39) дает вполне удовлетворительную точность расчета.

Необходимо отметить, что при подсчете падения давления нельзя пользоваться средним арифметическим значением удельного объема пароводяной смеси в парообразующей трубе, так как это приводит к грубому завышению перепада давления (при низких и средних давлениях и больших перепадах — на десятки процентов). Подсчет среднего удельного объема следует производить по формуле (1-40), дающей ошибку в пределах до 2%. Практически, однако, удобнее пользоваться не средним теплосодержа-

нием, а средней степенью сухости $x_{ср} = 0{,}5(x_1 + x_2)$. Тогда расчетная формула примет вид:

$$\Delta p_{тр} = 6\,376\lambda \frac{D^2}{d^5} l''[v' + (v'' - v')x_{ср}], \qquad (1\text{-}41)$$

где v' и v'' определяют по таблицам водяного пара, задаваясь средним значением давления в испарительном участке витка. Чем выше это давление и чем меньше перепад

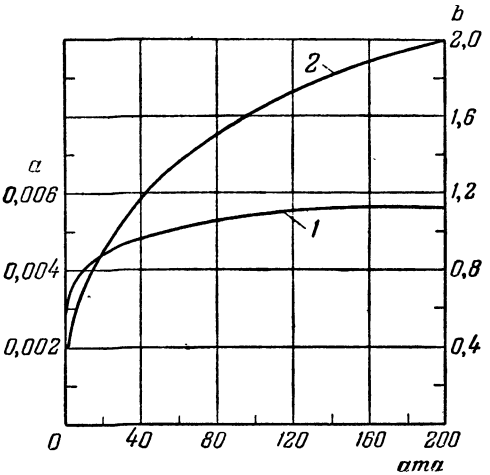


Рис. 1-3. Значения коэффициентов a и b в формуле (1-39) для удельного объема пароводяной смеси.

давления, тем точнее результат подсчета по формуле (1-41).

3. **Перегревательный участок.** Для перегретого пара средний интегральный удельный объем с вполне достаточной точностью может быть выражен формулой (1-40), в которой следует принять:

$$a = 0{,}01;$$
$$b = 4{,}7.$$

На всем диапазоне давлений от 1 до 220 *ата* коэффициенты a и b практически не зависят от давления [точность формулы (1-40) не менее $\pm 1{,}0\%$].

Поэтому потеря напора на трение для перегретого пара

$$\Delta p'''_{тр} = 6\,376\lambda \frac{D^2}{d^5} l''' \frac{ai_{ср} - b}{p_{ср}}. \qquad (1\text{-}42)$$

Следует отметить, что удельный объем перегретого пара, подсчитанный по формуле (1-40) по среднему давлению и среднему теплосодержанию, меньше чем удельный объем, подсчитанный как среднее арифметическое из объемов в начале и в конце пароперегревательного участка.

1-3. КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Для турбулентного потока однородной жидкости в трубе при отсутствии теплообмена коэффициент гидравлического сопротивления в общем случае определяется двумя параметрами: числом Рейнольдса Re и относительной шероховатостью $\frac{d}{2r}$.

Второй параметр, помимо количественного выражения, должен еще иметь и качественную характеристику, т. е. необходимо знать вид шероховатости [Л. 9, 32].

Применяемые в котлостроении трубы имеют шероховатость первого рода, характеризуемую резкими неровностями на поверхности [Л. 46]. Наиболее обстоятельное исследование гидравлического сопротивления труб такого рода было произведено Никурадзе [Л. 56], который выявил следующую закономерность изменения λ:

область I, относящаяся к малым числам Рейнольдса, в которой λ не зависит от шероховатости труб и равна значению λ для гладких труб;

область II (переходная), в которой λ увеличивается с увеличением Re;

область III, в которой λ зависит только от относительной шероховатости и не зависит от Re.

Для области I, ограничиваемой с практически достаточной точностью пределами [Л. 9]

$$2\,320 < \mathrm{Re} < 100\frac{d}{k}, \tag{1-43}$$

коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}. \tag{1-44}$$

Для области III

$$\mathrm{Re} > 55\,700\sqrt[3]{\frac{d}{k}}; \tag{1-45}$$

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74 + 2\lg\frac{d}{2k}\right)^2} \qquad (1\text{-}46)$$

(формула Карман—Никурадзе).

Для области II $\left(100\frac{d}{k} < \mathrm{Re} < 55\,700\sqrt[8]{\frac{d}{k}}\right)$ значение λ может быть определено непосредственно по графику Никурадзе или с погрешностью в сторону запаса не свыше 10 — 15% — по формуле (1-46).

Абсолютная шероховатость цельнотянутых труб может быть принята равной: $k = 0{,}1$ *мм* [Л. 9].

При наличии теплообмена (неизотермический поток $t_w \neq t_f$) коэффициент гидравлического сопротивления для турбулентного движения изменяется однозначно с изменением вязкости [Л. 21]. Акад. М. А. Михеев, изучавший неизотермическое движение воды и воздуха в горизонтальных гладких трубах, установил, что поправочный множитель к формуле Блазиуса составляет [Л. 21]:

$$\text{для воды } \left(\frac{\mathrm{Pr}_w}{\mathrm{Pr}_f}\right)^{\frac{1}{3}},$$

$$\text{для воздуха } \frac{T_w}{T_f},$$

где индекс w означает, что физические константы взяты по температуре стенки, а индекс f—по средней температуре жидкости. Следовательно, при нагреве коэффициент гидравлического сопротивления для воды меньше, а для перегретого пара больше, чем при изотермическом потоке.

В дальнейшем значение λ принимается одинаковым и постоянным для каждого из трех участков витка. При этом допущении абсолютное значение коэффициента гидравлического сопротивления не оказывает влияния на основные гидродинамические закономерности.

1-4. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ В КИПЯТИЛЬНЫХ ТРУБАХ

Существующая классификация режимов течения пароводяной смеси в трубах [Л. 40, 44, 58] основана на визуальных наблюдениях за движением водовоздушных смесей, проведенных многими исследователями, а также на наблюдениях за температурным режимом работы металла

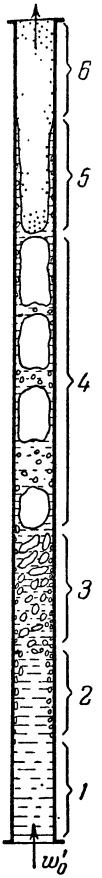


Рис. 1-4. Режимы течения в вертикальной кипятильной трубе.

1 — вода, недогретая до кипения; *2* — пристенное кипение в потоке недогретой воды; *3* — пузырьковый или эмульсионный режим течения; *4*—пробкозый или снарядный режим течения; *5*— кольцевое течение; *6* — влажный пар.



Рис. 1-5. Режим лоткового течения пароводяной смеси в горизонтальной трубе.

труб [Л. 34, 35, 40, 48]. На рис. 1-4 схематически представлены режимы течения в вертикальной кипятильной трубе. В горизонтальных трубах могут существовать эти же режимы, с более или менее выраженной осевой асимметрией за счет действия силы тяжести, и, кроме того, режим лоткового течения, представленный на рис. 1-5.

Разделение фаз является характерной особенностью движения пароводяной смеси в трубах, в особенности если обе фазы по порядку величины своего объемного содержания в потоке близки друг к другу. Основными являются две формы расслоенного движения: кольцевая и лотковая. Пробковый или снарядный режим течения малоустойчив. Некоторые исследователи считают, что при высоких давлениях он вообще не появляется [Л. 39, 40]. Кольцевое течение в горизонтальных трубах может сопровождаться утолщением кольца в нижней части [Л. 17].

Разделение фаз при движении пароводяной смеси в трубах происходит под действием двух сил: силы тяжести и центробежной силы, возникающей вследствие вращения потока.

В горизонтальных или наклонных трубах при небольшой скорости движения сила тяжести удерживает жидкую фазу в нижней части поперечного сечения трубы, где она и движется как по лотку в виде потока с уровнем. С ростом скорости течения на форме расслоенного движения пароводяной смеси начинает сказываться свойство потоков вращаться при своем поступательном движении [Л. 4, 19]. Сочетание поступательного движения с вращательным дает вин-

товое движение—единственный вид вихревого движения жидкостей и газов, при котором запас энергии, приходящийся на единицу массы движущейся жидкости, одинаков по всему потоку [Л. 1]. Теория винтового движения несжимаемых жидкостей в трубах показывает, что угловая скорость вращения прямо пропорциональна осевой скорости потока и обратно пропорциональна радиусу трубы [Л. 19]. Поэтому переход от лоткового расслоения к кольцевому происходит с увеличением скорости и тем раньше, чем меньше диаметр трубы.

Переход от лоткового движения к кольцевому может быть замечен по изменению условий теплоотдачи по периметру трубы. По М. И. Корнееву и Б. Н. Пуганову [Л. 12] для пароводяной смеси предельная скорость жидкой фазы, при которой происходит в горизонтальных трубах переход от неравномерного теплообмена по периметру трубы к равномерному теплообмену, выражается формулой

$$w'_{\text{пред}} = Bq^{0,42}d^{0,76}, \qquad (1\text{-}47)$$

где q — тепловая нагрузка трубы, *ккал/м²·ч*;

d — диаметр, *мм*.

Коэффициент B зависит от давления:

$$B = 1{,}02 \cdot 10^{-4} p^{0,25} \text{ при } p < 45 \text{ ата};$$

$$B = 0{,}22 \cdot 10^{-4} p^{0,65} \text{ при } 45 \leqslant p \leqslant 140 \text{ ата}.$$

Из этого следует, что с ростом давления условия для лотковой формы расслоения в горизонтальных трубах облегчаются. В. Г. Чакрыгин и В. А. Локшин [Л. 48] в результате экспериментального исследования показали, что при давлениях 180—220 *ата* разность температур по периметру горизонтальной обогреваемой трубы вследствие лоткового расслоения потока имеет место не только при движении кипящей жидкости, но также при движении воды в режиме поверхностного кипения. Расслоение возникает при $x < 0{,}1\%$ и существует вплоть до $x = 50\%$ выше.

На рис. 1-6 показана зависимость предельной скорости $w'_{0\,\text{пред}}$ для трубы диаметром 54×7, построенная по данным опытов, описанных в [Л. 40]. Опыты проводились в интервале давлений от 36 до 182 *ата* при равномерном обогреве трубы. Разность температур металла трубы на верхней и нижней образующих при составлении графика принималась равной 10° С. При одностороннем обогреве трубы (на-

пример, для труб, экранирующих стенки топочной камеры) величина предельной скорости снижается.

Наряду с факторами, вызывающими разделение фаз, существуют факторы, вызывающие их перемешивание. К числу таких факторов относится скорость поступательного движения потока, вызывающая волны в жидкости и срывающая частицы влаги с поверхности кольцевой пленки или с уровня потока жидкости. При кипении в слое жидкости интенсивное диспергирование влаги происходит вследствие возникновения пузырьков пара на поверхности жидкости и их разрывов, сопровождаемых разбрызгиванием капель. Размеры капель и их количество зависят от физических свойств жидкости, определяющих величину силы поверхностного натяжения, в частности от солевого состава воды и наличия в ней органических примесей [Л. 17, 29].

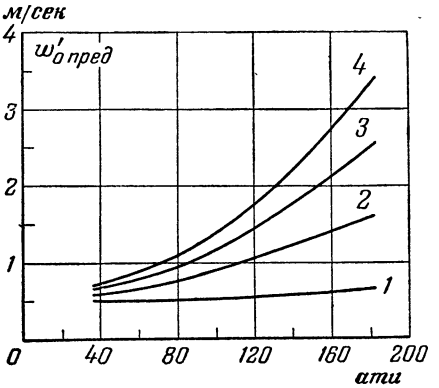


Рис. 1-6. Предельная скорость воды для трубы диаметром 40/54.
1 — q=45·10³ *ккал/м²·ч*; *2* — q=80·10³ *ккал/м²·ч*; *3* — q = 135·1 ³ *ккал/м²·ч*; *4* — q = 220·10³ *ккал/м²·ч*.

В вертикальных и наклонных трубах диспергирующее действие оказывает сила тяжести, помогающая перемешиванию жидкости и пара. Влияние угла наклона на предельную скорость воды исследовалось в ЦКТИ и ВТИ [Л. 12, 34]. На рис. 1-7 показано, как изменяется величина $w'^{\text{накл}}_{\text{пред}} : w'^{\text{гориз}}_{\text{пред}}$ в зависимости от давления пароводяной смеси для труб с наклоном 10 и 15°. Из рис. 1-7 видно, что для давлений выше 60 *ата* это отношение постоянно и равно 0,55. Если угол наклона трубы больше 10—15°, то величина предельной скорости значительно уменьшается и условия теплообмена приближаются к условиям, характерным для вертикальных труб.

Раздельность движения воды и пара может вызывать значительное различие скоростей обоих потоков как при вертикальном, так и при горизонтальном расположении труб [Л. 17]. В обоих случаях при лотковом или кольцевом течении скорость воды меньше скорости пара. В опытах

А. А. Арманда при течении воздуховодяной смеси атмосферного давления в горизонтальной трубе с диаметром 26 *мм* при весовом содержании воздуха около 0,5% скорость воздуха в 6—8 раз превышала скорость воды. Уменьшение содержания воздуха сближало скорости, а при весовом содержании воздуха, равном 0,01%, скорость воды значительно превышала скорость воздуха. На рис. 1-8 показана по данным [Л. 53] величина отношения скоростей пара и воды при движении пароводяной смеси в вертикальных трубах в зависимости от давления и скорости воды при

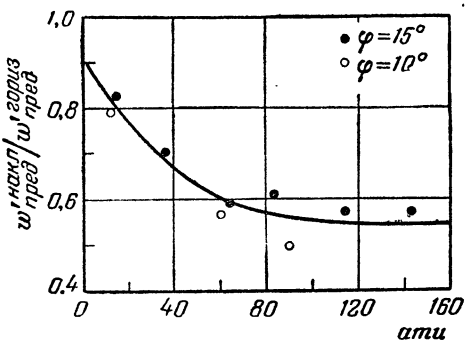


Рис. 1-7. Отношение предельных скоростей в наклонной и горизонтальной трубах.

входе для малых степеней сухости пара — от 0,5 до 6%. Из рисунка видно, что скорости пара и воды сближаются с ростом давления и с увеличением скорости воды на входе в трубу.

В кипятильных трубах прямоточных котлов кольцевое и лотковое течения преобладают на значительных длинах, поэтому скорость воды в этих трубах меньше, чем скорость пара. Это приводит к существенному увеличению водяной емкости труб по сравнению со случаем одинаковых скоростей пара и воды и к увеличению времени прохода для парообразующей части котла. Увеличивается и гидравлическое сопротивление из-за уменьшения доли поперечного сечения трубы, занятой паром [Л. 37]. Это увеличение гидравлического сопротивления, по-видимому, находится в пределах точности расчетов по перепадам давления в кипятильных трубах. Это обстоятельство, а также отсутствие надежных экспериментальных данных дают основание выполнять расчеты по сопротивлениям без учета относитель-

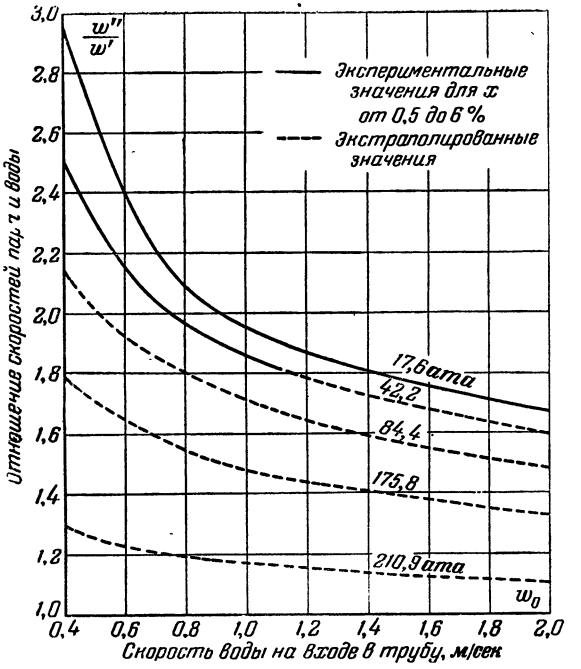


Рис. 1-8. Отношение скоростей пара и воды в зависимости от давления и скорости воды на входе в трубу.

ной скорости пара, как это рекомендуется в нормах ЦКТИ по расчету циркуляции в паровых котлах [Л. 47] и в работах других авторов [Л. 41, 55].

1-5. СКОРОСТНОЙ НАПОР

Величина скоростного напора

$$\Delta p_{ск} = \int_{w_1}^{w_2} \frac{\gamma w\, dw}{g}. \qquad (1\text{-}48)$$

Учитывая, что $\gamma w = \text{const}$, получим:

$$\Delta p_{ск} = \frac{\gamma w}{g}(w_2 - w_1) = \frac{\gamma_2 w_2^2 - \gamma_1 w_1^2}{g}. \qquad (1\text{-}49)$$

При этом по-прежнему предполагается, что скорость движения всех частиц в данном сечении трубы одинакова [Л. 38].

Другое выражение скоростного напора

$$\Delta p_{ск} = \frac{D \cdot 10^3}{Fg} (w_2 - w_1). \tag{1-50}$$

1-6. НИВЕЛИРНЫЙ НАПОР

Величина нивелирного напора для подъемного участка

$$\Delta p_н = \int_{h_1}^{h_2} \gamma dh = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{v}. \tag{1-51}$$

Принимая, что $\frac{dQ}{dh} = \frac{\Delta Q}{\Delta h} = \text{const}$, получим (имея в виду что $dQ = D\,di$):

$$dh = \frac{dQ}{Q/\Delta h} = \frac{\Delta h}{\Delta i} di. \tag{1-52}$$

Следовательно,

$$\Delta p_н = \frac{\Delta h}{\Delta i} \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{v}. \tag{1-53}$$

Для воды, заменяя v по формуле (1-21) и производя интегрирование, получим:

$$\Delta p'_н = \frac{\Delta h'}{\Delta i'} 5 \cdot 10^5 \operatorname{arc\,tg} \frac{2i}{10^3} \Bigg|_{i_0}^{i'}. \tag{1-54}$$

С достаточной точностью можно считать, что

$$\frac{dv}{dh} = \frac{v_2 - v_1}{h_2 - h_1} = \text{const} \tag{1-55}$$

и тогда интегрирование приводит к более удобной логарифмической формуле

$$\Delta p'_н = \frac{\Delta h'}{v' - v_0} \ln \frac{v'}{v_0} \; [кг/м^2]. \tag{1-56}$$

Для пароводяной смеси при условии равенства скоростей воды и пара приближенно получим:

$$\Delta p''_н = \frac{\Delta h''}{v'' - v'} \ln \frac{v''}{v'} \; [кг/м^2]. \tag{1-57}$$

Определение нивелирного напора с учетом относительной скорости воды и пара рассмотрено в гл. 2.

Наконец, для перегретого пара

$$\Delta p_{н}''' = \frac{\Delta h'''}{v''' - v''} \ln \frac{v'''}{v''} \; [кг/м^2]. \qquad (1\text{-}58)$$

Суммарный нивелирный напор определяется как сумма нивелирных напоров для всех трех участков. Если $h_1 > h_2$ (движение жидкости сверху вниз), то нивелирный напор отрицателен. Таким образом, для витка, состоящего из подъемных и опускных участков, суммарный нивелирный напор

$$\Delta p_{н} = \uparrow \Sigma \Delta p_{н} - \downarrow \Sigma \Delta p_{н}. \qquad (1\text{-}59)$$

1-7. МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВИТКА

В витке прямоточного котла существуют местные сопротивления:

1) сопротивления поворотов [Л. 32, 46];

2) сопротивления перехода с одного диаметра на другой [Л. 32, 46];

3) сопротивления входа в виток и выхода из него [Л. 47];

4) сопротивления сужений или расширений трубы в местах сварок и в местах отложения загрязнений [Л. 47];

5) сопротивления дроссельных шайб [Л. 36, 62].

Эти сопротивления выражаются общей формулой

$$\Delta p_{м} = \zeta \frac{\gamma w^2}{2g} 10^{-4} \; ат, \qquad (1\text{-}60)$$

или

$$\Delta p_{м} = 63{,}76 \zeta \frac{D^2}{d^4} v \; [ат]. \qquad (1\text{-}61)$$

Если местные сопротивления одинакового типа (например, повороты) распределены по длине трубы более или менее равномерно, то их влияние можно учесть соответствующим увеличением коэффициента гидравлического сопротивления. Потери входа и выхода удобнее всего отнести к скоростному напору.

При таком методе расчета суммарное сопротивление витка будет выражаться формулой

$$\Delta p = \Delta p_{ш} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{ск} + \Delta p_{н}. \qquad (1\text{-}62)$$

Для прямоточных котлов, не имеющих промежуточных коллекторов в парообразующей части (например, для котлов Рамзина), преобладающую величину имеет потеря напора на трение $\Delta p_{тр}$, поэтому при отсутствии шайб ($\Delta p_{ш} = 0$) для большинства случаев допустимо считать:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} = f(D). \tag{1-63}$$

Это—уравнение упрощенной гидродинамической характеристики парообразующего витка прямоточного котла.

Слагаемые $\Delta p_{ск}$ и $\Delta p_{н}$ могут быть учтены в виде поправок к упрощенной гидродинамической характеристике в тех случаях, когда их величины выходят за пределы точности подсчета.

1-8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЛИН УЧАСТКОВ И СОСТОЯНИЯ ПАРА

Для подогревательного участка парообразующего витка

$$\Delta i' = i'_{н} - i_{0}; \tag{1-64}$$

$$l' = \frac{\Delta i'}{Q} D \cdot 10^{3} l. \tag{1-65}$$

Здесь $i'_{н}$ — теплосодержание воды в точке начала кипения.

Для испарительного участка

$$\Delta i'' = i'_{к} + x_{к} r_{к} - i'_{н}; \tag{1-66}$$

$$l'' = \frac{\Delta i''}{Q} D \cdot 10^{3} l. \tag{1-67}$$

Индекс $к$ показывает, что значения величин взяты при давлении в конце участка.

Для перегревательного участка

$$\Delta i''' = i'''_{к} - (i'_{к} + r_{к}); \tag{1-68}$$

$$l''' = \frac{\Delta i'''}{Q} D \cdot 10^{3} l. \tag{1-69}$$

Ведя расчет по среднему давлению в витке с достаточным приближением, получим:

$$\Delta i' = i' - i_{0}; \tag{1-70}$$

$$\Delta i'' = xr; \tag{1-71}$$

$$\Delta i''' = i'''_к - (i' + r). \tag{1-72}$$

Следовательно,

$$l' = \frac{i' - i_0}{Q} D \cdot 10^3 l; \tag{1-73}$$

$$l'' = \frac{xr}{Q} D \cdot 10^3 l; \tag{1-74}$$

$$l''' = l - l' - l'' = l\left(1 - \frac{i'' - i_0}{Q} D \cdot 10^3\right). \tag{1-75}$$

В случае, если виток выдает влажный пар, то конечная степень сухости из формулы (1-66)

$$x_к = \frac{\Delta i'' + (i_н - i_к)}{r_к}, \tag{1-76}$$

или

$$x_к = x \approx \frac{\Delta i''}{r}, \tag{1-77}$$

причем $r < r_н$. Величины без индексов внизу соответствуют среднему давлению в витке.

Задаваясь конечным теплосодержанием, получим расход D, которому при данном тепловосприятии витка Q соответствует это теплосодержание:

$$D = \frac{Q}{(i_к - i_0)\ 10^3}\ т/ч, \tag{1-78}$$

откуда

$$i_к = i_0 + \frac{Q}{D \cdot 10^3}\ [ккал/кг]. \tag{1-79}$$

1-9. УРАВНЕНИЕ УПРОЩЕННОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Первый и наиболее важный случай, когда на входе в виток — вода, не достигшая температуры кипения, а на выходе из витка — влажный пар. Перепад давления в витке

$$\Delta p = \Delta p' + \Delta p''. \tag{1-80}$$

Пользуясь формулами (1-25), (1-40), (1-73) и (1-74) и принимая

$$x_{ср} = 0{,}5x = 0{,}5\left(\frac{Q}{rD\cdot 10^3} - \frac{i' - i_0}{r}\right), \qquad (1\text{-}81)$$

получим:

$$\Delta p = 6\,376\lambda \frac{D^3\cdot 10^3}{Qd^5} l \left\{\frac{v' + v_0}{2}(i' - i_0) + \left[\frac{Q}{D\cdot 10^3} - (i' - i_0)\right]\right\} \times$$

$$\times \left[v'\left(1 - \frac{Q}{2rD\cdot 10^3} + \frac{i' - i_0}{2r}\right) + v''\left(\frac{Q}{2rD\cdot 10^3} - \frac{i' - i_0}{2r}\right)\right], \qquad (1\text{-}82)$$

или, располагая члены по степеням D,

$$\Delta p = 6\,376\lambda \frac{l}{d^5}\frac{10^3}{Q}\left[\frac{(i' - i_0)^2}{2r}(v'' - v') - \frac{i' - i_0}{2}(v' - v_0)\right]D^3 -$$

$$- 6\,376\,\lambda \frac{l}{d^5}\left[(v'' - v')\frac{i' - i_0}{r} - v'\right]D^2 +$$

$$+ 6\,376\frac{l}{d^5}\frac{Q}{2r\cdot 10^3}(v'' - v')D, \qquad (1\text{-}83)$$

т. е. уравнение это имеет вид:

$$\Delta p = \frac{A}{Q}D^3 - BD^2 + CQD. \qquad (1\text{-}84)$$

Второй случай, когда на выходе из витка перегретый пар:

$$\Delta p = \Delta p' + \Delta p'' + \Delta p'''. \qquad (1\text{-}85)$$

Удельный объем перегретого пара может быть выражен формулой (см. стр. 14)

$$v''' = \frac{0{,}01i''' - 4{,}70}{p}\ [м^3/кг]. \qquad (1\text{-}86)$$

Для подсчета среднего интегрального объема пара в перегревательном участке в эту формулу следует подставить $p'''_{ср}$ — среднее давление и $i'''_{ср}$ — среднее теплосодержание пара на этом участке.

Так как $p'''_{ср}$ меньше, чем среднее давление в витке $p_{ср}$, то при расчете по величине $p_{ср}$ удельный объем перегретого пара занижается. Можно рекомендовать следующий способ подсчета: определять средний удельный объем перегретого пара по формуле

$$v'''_{ср} = 0{,}5\,(v'' + v'''_к),$$

дающей несколько завышенные значения, но величины v'' и $v''_к$ определять не по среднему давлению в пароперегревательном участке $p'''_{ср}$, а по среднему давлению в витке $p_{ср}$. Тогда средний удельный объем пара в области перегрева

$$v'''_{ср} = 0{,}5\left(v'' + \frac{0{,}01 i'''_к - 4{,}70}{p}\right). \qquad (1\text{-}87)$$

Заменяя $i'''_к$ по формуле (1-79), получим:

$$v'''_{ср} = 0{,}5\left[v'' + \frac{0{,}01\left(i_0 + \frac{Q}{D\cdot 10^3}\right) - 4{,}70}{p}\right]. \qquad (1\text{-}88)$$

Пользуясь теми же формулами, что и в предыдущем случае, а также формулой (1-42) и считая $x_{ср} = 0{,}5$, получим:

$$\Delta p = 6\,376\lambda \frac{D^3\cdot 10^3}{Qd^5} l \left\{\frac{v' + v_0}{2}(i' - i_0) + 0{,}5r(v'' + v') + \right.$$
$$\left. + 0{,}5\left[v'' + \frac{0{,}01\left(i_0 + \frac{Q}{D\cdot 10^3}\right) - 4{,}70}{p}\right]\left[\frac{Q}{D\cdot 10^3} - (i'' - i_0)\right]\right\}. \qquad (1\text{-}89)$$

Располагая члены по степеням D и делая соответствующие алгебраические преобразования, получим:

$$\Delta p = 6\,376\lambda \frac{10^3}{Q}\frac{l}{d^5}\left[\frac{v_0 + v'}{2}(i' - i_0) + \frac{v'' + v'}{2} r + \right.$$
$$\left. + (i'' - i_0)\left(\frac{2{,}35 - 0{,}5\frac{i_0}{100}}{p} - 0{,}5v''\right)\right]D^3 -$$
$$- 6\,376\,\lambda \frac{l}{d^5}\left(\frac{2{,}35 + 0{,}5\frac{i'' - 2i_0}{100}}{p} - 0{,}5v''\right)D^2 +$$
$$+ 6\,376\,\lambda \frac{Q}{10^3}\frac{l}{d^5}\frac{0{,}5}{100p} D, \qquad (1\text{-}90)$$

т. е. уравнение того же вида, что и уравнение (1-84):

$$\Delta p = \frac{A'}{Q} D^3 - B'D^2 + C'QD. \qquad (1\text{-}91)$$

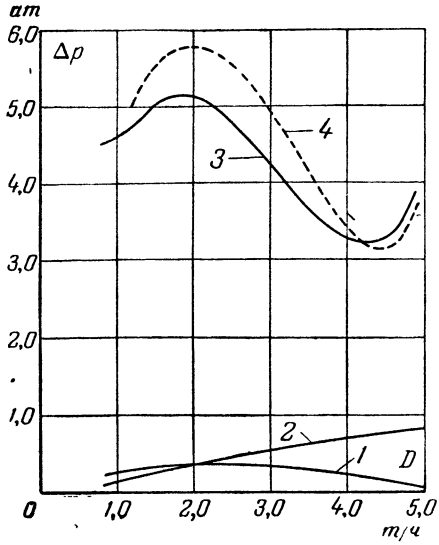


Рис. 1-9. Гидродинамическая характеристика парообразующих витков котла СПП 200/140 в растопочном режиме.

1 — скоростной напор; *2*—нивелирный напор; *3* — потеря напора на трение; *4* — гидродинамическая характеристика при неравномерном распределении тепловой нагрузки по длине витка.

В качестве примера на рис. 1-9 показана гидродинамическая характеристика парообразующих витков котла СПП 200/140, установленного на ТЭЦ ГАЗ и имеющего в испарительной части 30 параллельных витков $d=3$ *см* и $l=173{,}6$ *м*.

Характеристика построена для растопочного режима на низком давлении:

$$p = 30 \text{ ата};$$

$$Q = 684\,000 \text{ ккал/кг};$$

$$i_0 = 100 \text{ ккал/кг}.$$

Минимальный расход при $i'''_к = 799$ *ккал/кг* ($t = 450°$)

$$D_{мин} = \frac{684\,000}{10^3(799-100)} = 0{,}979 \text{ т/ч}.$$

Расход, соответствующий наличию в конце витка сухого насыщенного пара,

$$D'' = \frac{684\,000}{10^3(670-100)} = 1{,}2 \text{ т/ч}.$$

Расход, соответствующий наличию в конце витка воды,

$$D' = \frac{684\,000}{10^3(239-100)} = 4{,}92 \text{ т/ч}.$$

Для $D < 1{,}2$ *т/ч* после подстановки в формулу (1-90) соответствующих значений величин получим:

$$\Delta p = 5{,}2D^3 - 14{,}4D^2 + 13{,}7D.$$

Для пределов $D = 1{,}2 \div 4{,}92$ *т/ч*, пользуясь формулой (1-83), получим:

$$\Delta p = 0{,}27D^3 - 2{,}50D^2 + 6{,}50D.$$

Следовательно, гидродинамическая характеристика до значения $D = 4{,}92$ *т/ч* выражается двумя уравнениями, границу между которыми дает значение абсциссы $D = 1{,}2$ *т/ч*.

В данном случае гидродинамическая характеристика неустойчива, так как одному и тому же перепаду давления соответствуют три различных расхода: так, например, при

$\Delta p = 4{,}5$ *ат* возможны расходы $D = 1$ *т/ч* (перегретый пар), и $D = 2{,}7$ *т/ч* (влажный пар) и $D = 5{,}7$ *т/ч* (вода). Поэтому нормальная работа котла, имеющего такую гидродинамическую характеристику, невозможна. Для того чтобы котел мог надежно работать, необходимо сделать характеристику витков устойчивой, т. е. такой, у которой каждому значению перепада давления соответствует только одно значение расхода.

Это достигается включением дополнительного сопротивления в виде дроссельной шайбы, устанавливаемой на входе в виток. Перепад в такой шайбе зависит только от расхода, изменяясь пропорционально D^2. Суммируясь с перепадом давления в витке, перепад в шайбе может придать устойчивость гидродинамической характеристике.

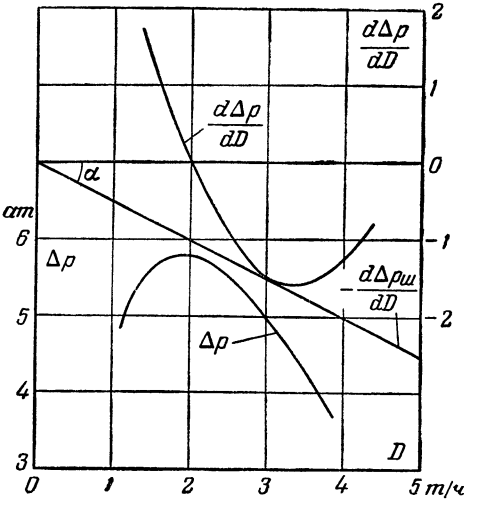


Рис. 1-10. Определение перепада давления в дроссельной шайбе, придающей устойчивость гидродинамической характеристике витка.

Метод определения диаметра шайбы следующий: находим первую производную от Δp по D и к кривой, выражающей эту первую производную, проводим касательную, проходящую через точку $D = 0$, т. е. через начало координат (рис. 1-10). Эта касательная представляет собой графическое изображение первой производной от искомого перепада в шайбе $\Delta p_ш$, взятой с обратным знаком. По уравнению этой касательной находим уравнение интегральной кривой, выражающей зависимость $\Delta p_ш = f(D)$. Затем находим диаметр шайбы по найденному перепаду $\Delta p_ш$.

Следовательно, для пределов $D=1{,}2 \div 4{,}92$ *т/ч*:

$$\frac{d\Delta p}{dD}=0{,}81D^2-5D+6{,}50.$$

Находим экстремумы кривой:

$$0{,}81D^2-5D+6{,}50=0,$$

откуда

$$D=\frac{5\pm\sqrt{5^2-4\cdot 0{,}81\cdot 6{,}50}}{2\cdot 0{,}81}=\frac{5\pm 1{,}98}{1{,}62}=4{,}3 \div 1{,}86.$$

Касательная к дифференциальной кривой $\frac{d\Delta p}{dD}$ имеет тангенс угла наклона к оси абсцисс:

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{d^2\Delta p}{dD^2}=2\cdot 0{,}81D-5=1{,}62D-5.$$

Уравнение пучка касательных, проходящих через начало координат,

$$D\operatorname{tg}\alpha=1{,}62D^2-5D$$

решаем совместно с уравнением кривой

$$\frac{d\Delta p}{dD}=0{,}81D^2-5D+6{,}5.$$

Приравнивая оба уравнения друг к другу, получим:

$$0{,}81D^2-6{,}5=0,$$

откуда

$$D=\sqrt{\frac{6{,}50}{0{,}81}}=2{,}835.$$

Следовательно,

$$\operatorname{tg}\alpha=1{,}62\cdot 2{,}835-5=0{,}4073$$

или

$$\frac{d\Delta p_{ш}}{dD}=0{,}4073D,$$

$$d\Delta p_{ш}=0{,}4073DdD,$$

и

$$\Delta p_{ш}=0{,}2037D^2.$$

Уравнение расхода через шайбу [Л. 36]

$$D=1{,}252\alpha\varepsilon k_t d_{ш}^2\sqrt{\Delta p_{ш}\gamma_0'}\ [кг/ч], \qquad (1\text{-}92)$$

где α — коэффициент расхода, зависящий от отношения диаметра шайбы к диаметру трубопровода; по данным В. Штаха для шайбы с острой кромкой, включенной в начале трубопровода, $\alpha=0{,}6=\text{const}$ [Л. 62]; для шайб без косого среза (прямоугольная кромка) значение α больше 0,6 и составляет около 0,80—0,85 [Л. 51].

ε — поправка на расширение протекающей среды; для жидкости $\varepsilon=1$.

k — поправка на тепловое расширение шайбы. При $t=100\div200°$ С значение $k_t=1{,}002\div1{,}005$. Этой поправкой можно пренебречь.

Выражая D в тоннах в час и принимая $\alpha=0{,}8$, получим:

$$D=1{,}252\cdot0{,}800\cdot10^{-3}\cdot d_{ш}^2\sqrt{\Delta p_{ш}\gamma_0'}=$$
$$=1{,}0016\cdot10^{-3}d_{ш}^2\sqrt{\Delta p_{ш}\gamma_0'}, \qquad (1\text{-}93)$$

откуда

$$d_{ш}=\sqrt{\frac{D\cdot10^3}{1{,}0016\sqrt{\Delta p_{ш}\gamma_0'}}}=31{,}50\sqrt{\frac{D}{\sqrt{\Delta p_{ш}\gamma_0'}}}=$$
$$=31{,}50\sqrt[4]{\frac{D^2}{\Delta p_{ш}\gamma_0'}}. \qquad (1\text{-}94)$$

Поэтому для рассматриваемого примера

$$d_{ш}=31{,}50\sqrt{\frac{D^2v_0'}{0{,}2037D^2}}=31{,}50\sqrt{\frac{0{,}001043}{0{,}2037}}=8{,}4\ мм.$$

1-10. ОБЩЕЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Обобщая метод, примененный выше, воспользуемся уравнением гидродинамической характеристики (1-84), первая производная которого имеет вид:

$$\frac{d\Delta p}{dD}=3\frac{A}{Q}D^2-2BD+CQ. \qquad (1\text{-}95)$$

Абсциссы экстремумов

$$D_{экс}=\frac{B\pm\sqrt{B^2-3AC}}{3\frac{A}{Q}}. \qquad (1\text{-}96)$$

Вторая производная уравнения (1-84):

$$\frac{d^2\Delta p}{dD^2}=\operatorname{tg}\alpha=6\frac{A}{Q}D-2B. \qquad (1\text{-}97)$$

Следовательно,

$$D\operatorname{tg}\alpha=6\frac{A}{Q}D^2-2BD. \qquad (1\text{-}98)$$

Решая это уравнение совместно с уравнением (1-95), получим абсциссы точки касания

$$D_1=\pm Q\sqrt{\frac{C}{3A}} \qquad (1\text{-}99)$$

и, следовательно,

$$\frac{d\Delta p_{ш}}{dD}=\left(2B-6A\sqrt{\frac{C}{3A}}\right)D, \qquad (1\text{-}100)$$

откуда

$$\Delta p_{ш}=\left(B-3A\sqrt{\frac{C}{3A}}\right)D^2=(B-\sqrt{3AC})D^2; \qquad (1\text{-}101)$$

$$d_{ш}=31{,}50\sqrt[4]{\frac{v_0}{B-\sqrt{3AC}}}. \qquad (1\text{-}102)$$

В выражение $B-\sqrt{3AC}$ подставляем согласно формуле (1-83)

$$A=6\,376\lambda\frac{l}{d^5}10^3\left[\frac{(i'-i_0)^2}{2r}(v''-v')-\frac{i'-i_0}{2}(v'-v_0)\right]; \qquad (1\text{-}103)$$

$$B=6\,376\lambda\frac{l}{d^5}\left[(v''-v')\frac{i'-i_0}{r}-v'\right]; \qquad (1\text{-}104)$$

$$C=6\,376\lambda\frac{l}{d^5}\frac{10^3}{2r}(v''-v'), \qquad (1\text{-}105)$$

и составляем неравенство, выражающее условие устойчивости характеристики (т. е. когда $d_{ш}=\infty$):

$$B-\sqrt{3AC}\leqslant 0 \qquad (1\text{-}106)$$

или

$$B \leqslant \sqrt{3AC}. \tag{1-107}$$

После подстановки и сокращения одинаковых членов получим:

$$(v'' - v')\frac{i' - i_0}{r} - v' \leqslant$$

$$\leqslant \sqrt{3\left\{\left[\frac{i' - i_0}{2r}(v'' - v')\right]^2 - \frac{i' - i_0}{4r}(v' - v_0)(v'' - v')\right\}}. \tag{1-108}$$

Вынося из-под знака радикала выражение в прямых скобках и деля обе части неравенства на v', получим:

$$\frac{v'' - v'}{v'}\frac{i' - i_0}{r} - 1 \leqslant 0{,}5\frac{v'' - v'}{v'}\frac{i' - i_0}{r}\sqrt{3\left[1 - \frac{(v' - v_0)r}{(i' - i_0)(v'' - v')}\right]}, \tag{1-109}$$

или обозначая

$$\frac{v'' - v'}{v'}\frac{i' - i_0}{r} = a, \tag{1-110}$$

будем иметь:

$$a - 1 \leqslant 0{,}5a\sqrt{3\left[1 - \frac{1}{a}\left(1 - \frac{v_0}{v'}\right)\right]}. \tag{1-111}$$

Величина a — безразмерный параметр — представляет собой критерий устойчивости гидродинамической характеристики.

Разлагая радикал по строке Тейлора и отбрасывая все члены строки, кроме первых двух, получим:

$$a - 1 \leqslant 0{,}5 \cdot 1{,}732a\left[1 - \frac{0{,}5}{a}\left(1 - \frac{v_0}{v'}\right)\right], \tag{1-112}$$

откуда получаем:

$$a \leqslant 7{,}46 - 3{,}23\left(1 - \frac{v_0}{v'}\right). \tag{1-113}$$

Неравенство упрощается при допущении, что $v_0 = v'$. Тогда

$$a \leqslant 7{,}46. \tag{1-114}$$

Пользуясь формулой (1-96) и подставляя в нее значения A, B и C, получим величину расхода, при которой Δp имеет экстремум:

$$D_{экс}=Q\frac{\frac{v''-v'}{v'}\frac{i'-i_0}{r}-1\pm}{1{,}5\cdot10^3\left(\frac{i'-i_0}{r}\frac{v''-v'}{v'}-\right.}$$

$$\pm\sqrt{\left(\frac{v''-v'}{v'}\frac{i'-i_0}{r}-1\right)^2-0{,}75\left|\left(\frac{v''-v'}{v'}\frac{i'-i_0}{r}\right)^2-\frac{v''-v'}{v'}\frac{i'-i_0}{r}\frac{v'-v_0}{v'}\right.}$$

$$\left.-\frac{v'-v_0}{v'}\right)(i'-i_0)}. \qquad (1\text{-}115)$$

Пользуясь величиной a, по формуле (1-110) получим:

$$D_{экс}=Q\frac{a-1\pm\sqrt{(a-1)^2-0{,}75\left[a^2-a\left(1-\frac{v_0}{v'}\right)\right]}}{1{,}5\cdot10^3\left[a-\left(1-\frac{v_0}{v'}\right)\right](i'-i_0)}. \qquad (1\text{-}116)$$

Отсюда следует вывод, что

$$\Delta i_{экс}=\frac{Q}{D_{экс}\cdot10^3}=\text{const} \qquad (1\text{-}117)$$

при постоянных параметрах пара и воды независимо от конструктивных размеров витка и коэффициента гидравлического сопротивления.

Так как Q примерно пропорционально нагрузке котла, то если при какой-либо одной нагрузке $D_{макс}$ находится вблизи от $D_{ср}=\frac{D}{n}$ (где n — число витков), оно будет находиться вблизи $D_{ср}$ и при всякой другой нагрузке котла. Значит, точке максимума кривой $\Delta p=f(D)$ при всех нагрузках соответствует одно и то же состояние пара в конце витка, для которого

$$i_{макс}=i_0+\frac{Q}{D_{макс}\cdot10^3}. \qquad (1\text{-}118)$$

На рис. 1-11 показана серия упрощенных гидродинамических характеристик для котла СПП 200/140 при $p_{ср}=30$ *ата*, $i_0=150$ *ккал/кг*, построенных при различных

значениях тепловосприятия витка: от $Q = 100\,000$ *ккал/ч* до $Q = 700\,000$ *ккал/ч*. Точки на гидродинамической характеристике, которым соответствуют одинаковые значения x'' в конце витка, соединены линиями постоянной степени

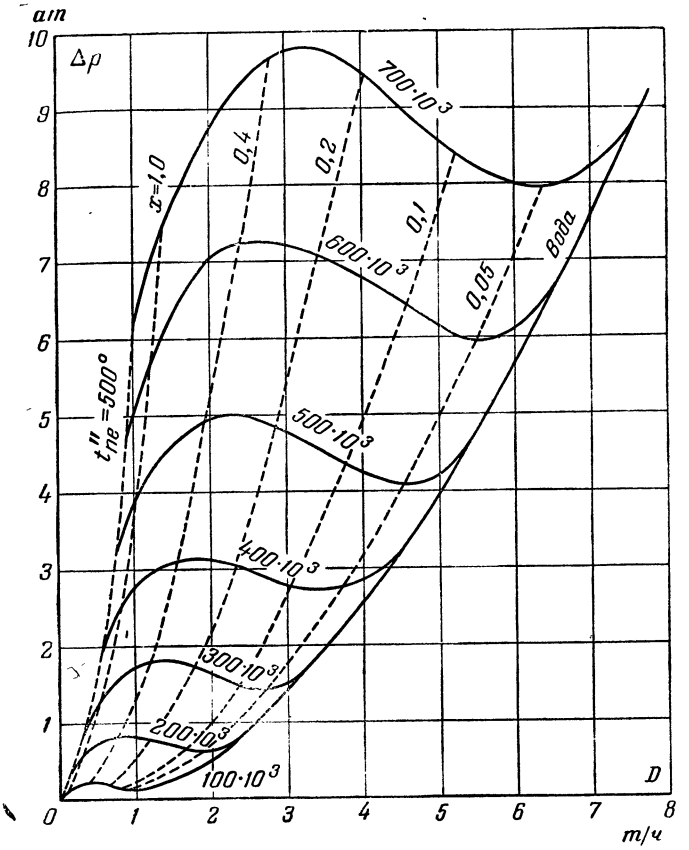


Рис. 1-11. Серия гидродинамических характеристик котла СПП 200/140 при различных тепловосприятиях.

сухости. Из рис. 1-11 видно, что точке максимума характеристики соответствует степень сухости около 30%, а точке минимума — около 5%. Слева характеристики ограничены изотермой при 500° С.

Определим предельное теплосодержание воды на входе, при котором гидродинамическая характеристика становится неустойчивой. Для этого по формуле (1-110) строим гра-

фик $a=f(p)$ для различных значений i_0. На рис. 1-12 такое построение сделано для $i_0=100$, 130, 150, 170 и 200 *ккал/кг*. Точки пересечения этих кривых с линиями, выражающими функциональную зависимость (1-113),

$$a=7{,}46-3{,}23\left(1-\frac{v_0}{v'}\right)$$

дают давления, при которых данное i_0 является минимальным, исходя из устойчивости испарительной части харак-

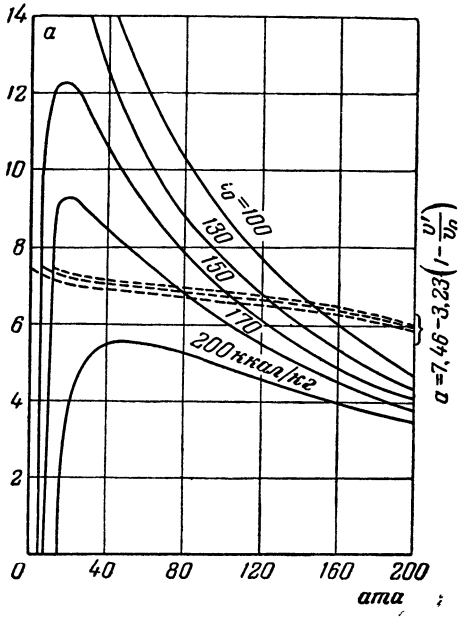


Рис. 1-12. Зависимость критерия a от давления и начального теплосодержания воды.

теристики. По этим точкам строим, как указано на рис. 1-13, кривую $i_{исп}=i(p)$. При теплосодержании воды на входе в виток большем, чем получается по этой кривой, характеристика устойчива, при теплосодержании меньшем она неустойчива.

Исследуем полученную кривую. Для этого определим значения степени сухости пара в экстремальной точке гидродинамической характеристики. Очевидно, при $a=7{,}46-3{,}23\left(1-\frac{v_0}{v'}\right)$ обе экстремальные точки (макси-

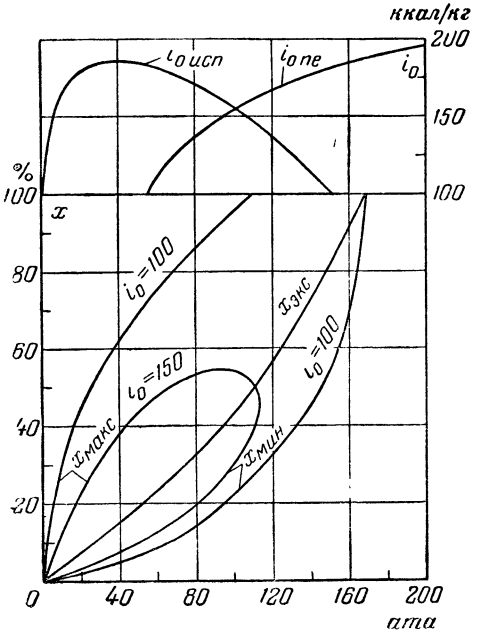


Рис. 1-13. Границы устойчивости гидродинамической характеристики парообразующего витка.

мум и минимум) сливаются. В самом деле, подставляя в формулу (1-116) это значение a, получим:

$$D_{экс}=Q\frac{a-1}{1{,}5\cdot10^3\left[a-\left(1-\frac{v_0}{v'}\right)\right](i'-i_0)}, \qquad (1\text{-}119)$$

т. е. не два, а одно значение $D_{экс}$.

По формуле (1-117)

$$\Delta i_{экс}=\frac{Q}{D_{экс}\cdot10^3}=1{,}5\,(i'-i_0)\,\frac{a-\left(1-\frac{v_0}{v'}\right)}{a-1}. \qquad (1\text{-}120)$$

Степень сухости

$$x_{экс}=\frac{\Delta i_{экс}+i_0-i'}{r}. \qquad (1\text{-}121)$$

Если в формулах (1-124) — (1-126) принять $v_0 = v'$, то мы получим приближенные формулы:

$$D_{\text{экс}} \approx \frac{0{,}577}{10^3} \frac{Q}{i' - i_0}; \qquad (1\text{-}122)$$

$$\Delta i_{\text{экс}} = 1{,}73\,(i' - i_0); \qquad (1\text{-}123)$$

$$x_{\text{экс}} = \frac{0{,}73}{r}(i' - i_0). \qquad (1\text{-}124)$$

На рис. 1-13 показана зависимость $x_{\text{экс}} = f(p)$, соответствующая формуле (1-121), в которой значения i_0 брались по приведенной на этом же рисунке кривой $i_0 = f(p)$.

Из рис. 1-13 видно, что по мере повышения давления степень сухости в обоих экстремальных точках повышается. При давлении $p \approx 168$ *ата* получаем $x_{\text{экс}} = 100\%$, следовательно, при более высоких давлениях гидродинамическая характеристика в испарительной части становится устойчивой при любом начальном теплосодержании воды i_0. На рис. 1-13 показаны две кривые (для $i_0 = 100$ *ккал/кг* и $i_0 = 150$ *ккал/кг*), дающие степень сухости пара в точках максимума и минимума гидродинамической характеристики. С понижением начального теплосодержания воды степень сухости пара в точке максимума возрастает, а в точке минимума убывает. Так, при $i_0 = 100$ *ккал/кг* уже при давлении $p = 112$ *ата* степень сухости в точке максимума $x_{\text{макс}} = 100\%$. Значит, при дальнейшем повышении давления максимум характеристики уже выходит за пределы ее испарительной части. В точке минимума степень сухости при $p = 112$ *ата* составляет около 28% и при дальнейшем повышении давления минимум характеристики сохраняется в ее испарительной части вплоть до $p = 168$ *ата*.

Исследуем теперь уравнение гидродинамической характеристики для случая, когда виток выдает перегретый пар. Это уравнение (1-91):

$$\Delta p = \frac{A'}{Q} D^3 - B'D^2 + C'QD. \qquad (1\text{-}91)$$

Все математические выводы, сделанные выше, применимы и в данном случае. Из условия устойчивости

$$B' - \sqrt{3A'C'} \leqslant 0 \qquad (1\text{-}106)$$

в этом случае при подстановке значений A, B и C, соответствующих формуле (1-90), не удается получить критерия устойчивости, подобного критерию a для испарительной части характеристики. Поэтому в данном случае был применен другой метод исследования, а именно строилась зависимость

$$B' - \sqrt{3A'C'} = f(p)$$

для различных значений i_0 и определялись давления, при которых эта функция равна нулю.

Таким путем была получена кривая $i_0 = f(p)$ для перегревательной части. Эта кривая также нанесена на рис. 1-13. Если i_0 больше, чем получается по этой кривой, то перегревательная часть гидродинамической характеристики устойчива, т. е. экстремальные точки отсутствуют. При меньших значениях i_0, чем по этой кривой, появляются две экстремальных точки в области перегрева. Исследование показывает, что точке совпадения экстремумов при значениях i_0, соответствующих кривой $i_{0\,пе}$, на рис. 1-13 соответствует состояние сухого насыщенного пара. При понижении i_0 минимум и максимум смещаются в сторону большего перегрева. Это нетрудно показать, воспользовавшись формулой (1-96).

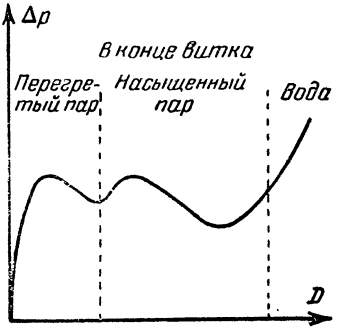


Рис. 1-14. Гидродинамическая характеристика, неустойчивая в испарительном и в пароперегревательном режимах работы парообразующего витка.

Таким образом, на устойчивость гидродинамической характеристики оказывают влияние только параметры пара и воды в витке. Для получения устойчивой характеристики необходимо, чтобы теплосодержания воды, поступающей в парообразующий виток, были выше значений i_0, даваемых кривыми на рис. 1-13. При $p \geq 168$ *ата* испарительная часть характеристики устойчива при любом значении i_0. При $i_0 > 185$ *ккал/кг* испарительная часть характеристики устойчива при любом давлении. Перегревательная часть устойчива при любом давлении, если $i_0 > 200$ *ккал/кг*.

На рис. 1-14 показана гидродинамическая характеристика с неустойчивым протеканием как испарительной, так

и перегревательной части. Как ясно из всего предыдущего изложения, эта характеристика состоит из трех кривых, из которых две (перегретый пар и насыщенный пар в конце витка) — третьего порядка.

1-11. ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА ВДОЛЬ ТРУБЫ. ВЛИЯНИЕ НИВЕЛИРНОГО И СКОРОСТНОГО НАПОРОВ

В прямоточных котлах Рамзина распределение тепла по длине парообразующего витка обычно не бывает равномерным. При нижнем расположении горелок радиационный экономайзер может оказаться в зоне наиболее интенсивного излучения. При этом в зависимости от положения факела относительно витков, составляющих ленту, в нижней части топки возникает существенное различие между теплонапряжениями отдельных витков в ленте. По мере подъема вверх это различие сглаживается, а теплонапряжение поверхности нагрева несколько уменьшается.

Такого рода неравномерность приводит к сокращению длины подогревательного участка по сравнению с длиной, вычисленной для равномерного распределения тепла. Испарительный и перегревательный участки, наоборот, увеличиваются. В результате гидравлическое сопротивление витка несколько возрастает и, что во многих случаях более существенно, крутизна гидродинамической характеристики $\frac{d\Delta p}{dD}$ увеличивается.

Рассмотрим практически наиболее важный случай, когда в витке есть только подогревательный и испарительный участки. Для упрощения предположим, что в каждом из этих участков распределение тепла — равномерное, но теплонапряжение подогревательного участка в n раз больше, чем испарительного. Следовательно,

$$Q = nq_{\text{и}}l' + q_{\text{и}}l''; \qquad (1\text{-}125)$$

$$l' + l'' = l; \qquad (1\text{-}126)$$

$$nq_{\text{и}}l' = (i' - i_0)\,D \cdot 10^3, \qquad (1\text{-}127)$$

где $q_{\text{и}}$ — количество тепла на единицу длины в испарительном участке, *ккал/м·ч.*

Решая эту систему уравнений, получим:

$$q_{и} = \frac{Q}{l + (n-1)\,l'}; \tag{1-128}$$

$$l' = \frac{(i' - i_0)\,D \cdot 10^3}{nQ - (n-1)\,(i' - i_0)\,D \cdot 10^3}\,l; \tag{1-129}$$

$$l'' = \left[1 - \frac{(i' - i_0)\,D \cdot 10^3}{nQ - (n-1)\,(i' - i_0)\,D \cdot 10^3}\right] l. \tag{1-130}$$

Пользуясь этими значениями l' и l'', можем получить вместо формулы (1-82)

$$\Delta p = 6\,376\,\lambda \frac{D^3 \cdot 10^3 l}{d^5 Q}\left\{\frac{v' + v_0}{2}\,\frac{i' - i_0}{n - (n-1)\,\frac{i' - i_0}{Q}\,D \cdot 10^3} + \right.$$

$$+\left[\frac{Q}{D \cdot 10^3} - \frac{i' - i_0}{n - (n-1)\,\frac{i' - i_0}{Q}\,D \cdot 10^3}\right]\left[v'\left(1 - \frac{Q}{2rD \cdot 10^3} + \frac{i' - i_0}{2r}\right) + \right.$$

$$\left.\left. + v''\left(\frac{Q}{2rD \cdot 10^3} - \frac{i' - i_0}{2r}\right)\right]\right\}. \tag{1-131}$$

Для вышеразобранного примера, принимая $n = 1{,}5$, получим по этой формуле

$$\Delta p = \frac{0{,}775D^3 - 7{,}49D^2 + 19{,}43D}{3 - 0{,}203D}.$$

На рис. 1-9 нанесена (пунктиром) кривая, соответствующая этому уравнению.

В данном случае диаметр дроссельной шайбы, придающей устойчивость, равен 8,0 *мм* вместо 8,4 *мм*, полученных при равномерном распределении тепла, а необходимый перепад давления в шайбе, следовательно, будет больше в $\left(\frac{8{,}4}{8{,}0}\right)^4 = 1{,}22$ раза.

Нивелирный напор влияет в обратном направлении. На рис. 1-9 нанесены значения $\Delta p_{н}$ и $\Delta p_{ск}$, причем $\Delta p_{ск}$ учитывает потери входа и выхода. Из рис. 1-9 видно, что абсолютные значения этих напоров невелики. С их учетом диаметр дроссельной шайбы становится равным 8,65 *мм* вместо 8,4 *мм*, т. е. необходимый перепад уменьшается в $\left(\frac{8{,}65}{8{,}4}\right)^4 = 1{,}13$ раза.

При неравномерном распределении тепла с $n > 1$ нивелирный напор уменьшается вследствие сокращения подогревательного участка.

Следовательно, подсчитывая диаметр дроссельной шайбы по формуле (1-102), необходимо, имея в виду неравно-

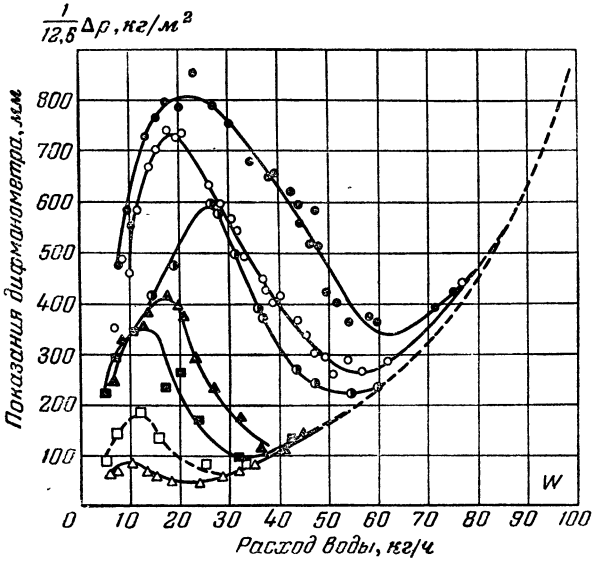


Рис. 1-15. Гидродинамические характеристики, заснятые на электроконтуре БПК[Л. 6].

Обозначение	№ опыта	p, кГ/см²	t', °С	Q, ккал/м²·ч
▲	1	10,4	33	5 330
△	2	35,7	33	4 515
○	3 и 3г	10,0	99	4 990
●	3а и 3г	10,5	105	5 330
◑	4	35,5	31	11 700
▣	5	19	33	4 780
□	6	19,5	32	4 590

мерность распределения тепла, давать запас против расчетной величины тем больший, чем больше n. Практически в большинстве случаев запас по перепаду давления в 20—30% против расчетного является достаточным.

Следует отметить, что дросселирование потока на выходе из парообразующего витка в некоторых случаях может

придать неустойчивость гидродинамической характеристике.

На рис. 1-15 показаны гидродинамические характеристики, полученные на электрическом пульсационном контуре БПК, у которого внутренний диаметр витка был равен 6 *мм*, а обогреваемая длина составляла 16,7 *м*. Верхней кривой ($p=10{,}5$ *ата*, $t_0=105°$, $Q=5\,330$ *ккал/м²·ч*) соответствует расчетное уравнение

$$\Delta p = 16{,}2D^3 - 2{,}13D^2 + 0{,}0752D,$$

достаточно хорошо совпадающее с проведенной через точки кривой.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВАЯ РАЗВЕРКА

2-1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Для того чтобы все витки прямоточного котла, включенные параллельно между двумя коллекторами (раздающим и собирающим), выдавали пар одинакового теплосодержания, необходимо в общем случае одновременное соблюдение следующих условий:

1. Все витки должны иметь одинаковую длину l, одинаковый диаметр d и одинаковый приведенный коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda_э$.

2. Количество тепла, получаемое каждым витком, должно быть одинаковым, распределение этого тепла по длине витка — тождественным.

3. Распределение давлений в раздающем и в собирающем коллекторах должно быть тождественным.

4. Теплосодержание рабочего тела на входе в витки должно быть одинаковым.

Если какое-либо из этих условий не соблюдено, то в некоторых случаях можно получить равенство теплосодержаний пара на выходе из витков, соответственно изменяя другие условия. Например, если один из витков получает меньшее количество тепла, чем каждый из остальных витков, то, повысив сопротивление этого витка, можно приблизить теплосодержание выдаваемого им пара к среднему для всех витков значению.

Рассмотрим сначала систему параллельно включенных витков, у которой на входе (т. е. в раздающем коллекто-

ре) — вода, а на выходе — влажный или перегретый пар. При этом изменение давления в коллекторах не учитывается, так как оно обычно значительно меньше падения давления в витках. Далее, поскольку в раздающем коллекторе вода, то теплосодержание жидкости на входе в витки одинаково. Следовательно, в данном случае условия 3 и 4 отпадают. Предполагается что в любой точке внутри раздающего коллектора имеется давление p_1, а внутри собирающего — давление p_2, причем при постоянной нагрузке

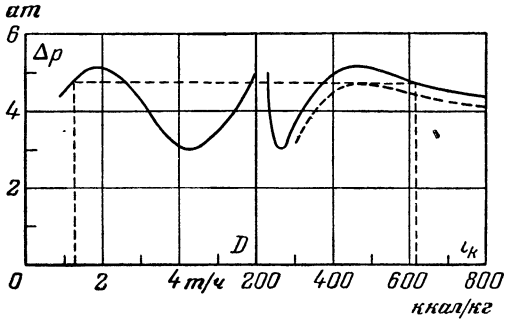


Рис. 2-1. Гидродинамическая характеристика парообразующего витка.

котла эти давления тоже постоянны. Падение давления в витке

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \text{const} \qquad (2\text{-}1)$$

для любого из витков вне зависимости от особенностей витка.

В уравнении упрощенной гидродинамической характеристики при равномерном распределении тепла

$$\Delta p = \frac{A}{Q} D^3 - BD^2 + CQD \qquad (2\text{-}2)$$

заменим $D = \frac{Q}{\Delta i \cdot 10^3}$. Получим другую форму уравнения:

$$\Delta p = \frac{Q^2}{10^6 \cdot \Delta i^3} (A \cdot 10^{-3} - B\Delta i + C\Delta i \cdot 10^3). \qquad (2\text{-}3)$$

Следовательно, при одинаковом значении Δi потеря напора пропорциональна квадрату тепловой нагрузки витка. Так как $\Delta i = i_к - i_0$, то уравнение (2-3) может быть представлено в системе координат $i_к$, Δp. На рис. 2-1 одна

и та же гидродинамическая характеристика показана в двух системах координат D, Δp и $i_к$, Δp, причем в последней системе координат пунктиром показана гидродинамическая характеристика, построенная для $Q<Q_0$. Ординаты этой кривой, очевидно, могут быть получены умножением ординат первой кривой на величину $\left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2$.

Предположим, что один из витков получает количество тепла в ε раз большее, чем среднее количество тепла, получаемое каждым витком, и имеет в ζ раз больший приведенный коэффициент гидравлического сопротивления. Обозначая средние значения величин индексом 0 и записывая величины, отклоняющиеся от средних значений, без этого индекса, получим для данного витка:

$\varepsilon=\frac{Q}{Q_0}$ — тепловая неравномерность;

$\zeta=\frac{\lambda_э}{\lambda_{э0}}$ — гидравлическая нетождественность;

$\mu=\frac{D}{D_0}$ — разверка расхода;

$\eta=\frac{\Delta i}{\Delta i_0}$ — тепловая разверка.

Из этих определений следует, что

$$\eta=\frac{\varepsilon}{\mu}. \tag{2-4}$$

Приравнивая перепады давления в двух витках — среднем и отклоняющемся (разверенном), получим:

$$\frac{Q_0^2}{10^6\Delta i_0^3}(A_0\cdot 10^{-3}-B_0\Delta i_0+C_0\Delta i_0^2\cdot 10^3)=$$

$$=\frac{\varepsilon^2 Q_0^2}{10^6\Delta i_0^3}\zeta(A\cdot 10^{-3}-B\Delta i+C\Delta i^2\cdot 10^3), \tag{2-5}$$

откуда

$$\zeta\varepsilon^2=\left(\frac{\Delta i}{\Delta i_0}\right)^3\frac{A_0\cdot 10^{-3}-B_0\Delta i_0+C\Delta i_0^2\cdot 10^3}{A\cdot 10^{-3}-B\Delta i+C\Delta i^2\cdot 10^3}. \tag{2-6}$$

Произведение $\zeta\varepsilon^2$ обозначим через ρ^2, причем величину

$$\rho=\varepsilon\sqrt{\zeta} \tag{2-7}$$

назовем степенью нетождественности витка. При $\zeta = 1$

$$\rho = \varepsilon \tag{2-8}$$

и при $\varepsilon = 1$

$$\rho = \sqrt{\zeta}. \tag{2-9}$$

При устойчивой гидродинамической характеристике теплосодержание $i_к$ пара, выдаваемого витком, у которого $\rho > 1$, возрастает по сравнению с нормальным значением $i_{к0}$. При достаточно больших значениях ρ конечное теплосодержание у разверенного витка может достичь недопустимой величины. Допустимое максимальное конечное теплосодержание пара $i_{макс}$ определяется исходя из двух условий. Если хотят избежать отложения накипи в витке, то величине $i_{макс}$ должна соответствовать сухость пара $x = 0{,}92 - 0{,}95$. Если хотят избежать опасного для прочности витка повышения температуры металла, то величине $i_{макс}$ должна соответствовать температура перегретого пара, предельно допустимая из условий прочности металла.

Значение ρ, которому соответствует выбранное предельное значение $i_{макс}$, называется допустимой степенью нетождественности.

2-2. ДОПУСТИМАЯ СТЕПЕНЬ НЕТОЖДЕСТВЕННОСТИ. СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

На рис. 2-2 показаны в упрощенном виде (прямыми линиями) гидродинамические характеристики нормального ($\rho = 1$) и разверенного ($\rho_1 > 1$) витка. Перепад давления между коллекторами равен Δp_0. Через $i_н$ обозначено теплосодержание пара в конце нормально работающего витка. Из формулы (2-3) следует, что

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_0} = \rho^2, \tag{2-10}$$

или

$$\Delta p_1 = \rho^2 \Delta p_0. \tag{2-11}$$

Пусть $i_{макс}$ — допустимое предельное теплосодержание пара на выходе из разверенного витка, которому соответ-

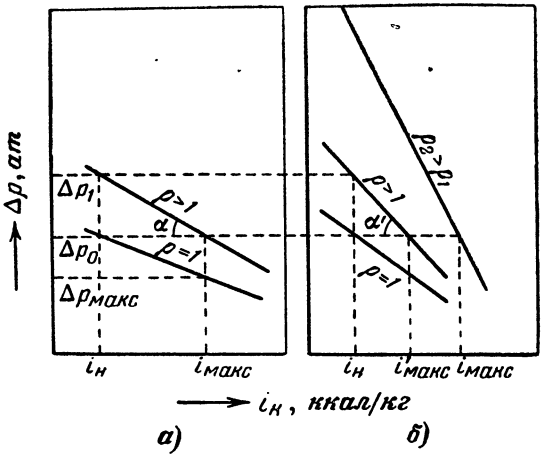


Рис. 2-2. Гидродинамические характеристики нормального ($\rho = 1$) и разверенного ($\rho_1 > 1$ и $\rho_2 > \rho_1$) витков.

а — пологие характеристики; *б* — крутые характеристики.

ствует допустимая степень нетождественности ρ_1. Тогда из рис. 2-2 непосредственно получаем:

$$i_{\text{макс}} - i_{\text{н}} = \frac{\Delta p_1 - \Delta p_0}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{\rho_1^2 \Delta p_0 - \Delta p_0}{\rho_1^2 \dfrac{d\Delta p}{di}}, \qquad (2\text{-}12)$$

откуда

$$\rho_1 = \sqrt{\frac{1}{1 - \dfrac{i_{\text{макс}} - i_{\text{н}}}{\Delta p_0}\dfrac{d\Delta p}{di}}}. \qquad (2\text{-}13)$$

Эта приближенная формула показывает, что допустимая степень нетождественности возрастает с увеличением производной $\frac{d\Delta p}{di}$. Следовательно, чем круче гидродинамическая характеристика, тем больше допустимая степень нетождественности при одних и тех же значениях $i_{\text{н}}$, $i_{\text{макс}}$ и p_0. Как видно из рис. 2-2,*б*, при более крутой гидродинамической характеристике допустимая степень нетождественности повышается до $\rho_2 > \rho_1$ или же при ρ_1 теплосодержание в конце разверенного витка равно $i'_{\text{макс}} < i_{\text{макс}}$.

Из формулы (2-13) следует также, что допустимая степень нетождественности повышается с уменьшением перепада давления в витке Δp_0.

Таким образом, повысить допустимую тепловую неравномерность можно:

1) увеличив крутизну гидродинамической характеристики;

2) уменьшив перепад давления между коллекторами.

Первый способ, заключающийся в шайбовании витков, применяется в прямоточных котлах Рамзина и котлах Лямонта.

Второй способ—установка промежуточных смесительных коллекторов—применяется в котлах Бенсона.

Подставляя в формулу (2-3) значения коэффициентов A, B и C, получим для случая, когда в конце витка насыщенный пар,

$$\Delta p = 6\,376\lambda \frac{l}{d^5} \frac{Q^2}{10^6 \cdot \Delta i^3} \left[(v'' - v') \frac{\Delta i''^2}{2r} - \right.$$
$$\left. - \frac{\Delta i'}{2} (v' - v_0) + v' \Delta i \right] \qquad (2\text{-}14)$$

и для случая, когда в конце витка перегретый пар

$$\Delta p = 6\,376\,\lambda \frac{l}{d^5} \frac{Q^2}{10^6 \cdot \Delta i^3} \left[\frac{\Delta i'}{2} (v' + v_0) + \right.$$
$$\left. + \frac{r}{2} (v'' + v') + \frac{\Delta i'''}{2} (v''' + v'') \right]. \qquad (2\text{-}15)$$

В этих формулах:

$\Delta i' = i' - i_0$ — приращение теплосодержания воды;

$\Delta i'' = i_к - i'$ — приращение теплосодержания насыщенного пара;

$\Delta i''' = i_к - i''$ — приращение теплосодержания перегретого пара;

$i_к$ — теплосодержание пара (влажного или перегретого) на выходе из витка.

Из формулы (2-10) получаем (рис. 2-2):

$$\rho = \sqrt{\frac{\Delta p_1}{\Delta p_0}} = \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{макс}}}, \qquad (2\text{-}16)$$

где $\Delta p_{макс}$ — перепад давления, определяемый по гидродинамической характеристике нормального витка для абсциссы $i_{макс}$.

Подставляя в эту формулу значения перепадов давления, определяемые по формулам (2-14) и (2-15), получим допустимую степень нетождественности для незадросселированных витков:

$$\rho_0'' = \sqrt{\frac{\Delta i^3\left[(v''-v')\frac{\Delta i_0''^2}{2r}-\frac{\Delta i_0''}{2}(v'-v_0)+v'\Delta i_0\right]}{\Delta i_0^3\left[(v''-v')\frac{\Delta i''^2}{2r}-\frac{\Delta i''}{2}(v'-v_0)+v'\Delta i\right]}}; \quad (2\text{-}17)$$

$$\rho_0''' = \sqrt{\frac{\Delta i^3\left[(v''-v')\frac{\Delta i_0''^2}{2r}-\frac{\Delta i_0''}{2}(v'-v_0)+v'\Delta i_0\right]}{\Delta i_0^3\left[(v'-v_0)\frac{\Delta i'}{2}+\frac{r}{2}(v''+v')+\frac{\Delta i'''}{2}(v'''+v'')\right]}}. \quad (2\text{-}18)$$

Нулевой индекс относится к значениям Δi для нормального витка, соответствующие значения для разверенного витка не имеют этого индекса. Формула (2-17) относится к случаю, когда в конце разверенного витка допустим насыщенный пар, формула (2-18), когда в конце разверенного витка допустим перегретый пар.

Как следует из формул (2-17) и (2-18), допустимая степень нетождественности для незадросселированных витков зависит только от параметров жидкости на входе и выходе.

На рис. 2-3 показана зависимость $\rho_0''' = f(p, i_0)$ для случая, когда в конце нормального витка влажный пар со степенью сухости $x = 85\%$, а в конце разверенного витка — перегретый пар с $t = 450^\circ$ С. Из рис. 2-3 следует, что:

1) допустимая нетождественность повышается с увеличением температуры воды, поступающей в витки;

2) допустимая нетождественность повышается с понижением давления пара;

3) допустимая нетождественность может быть меньше единицы.

Так, на рис. 2-3 $\rho_0''' < 1$ для давления 140 *ата* при $i_0 < 170$ *кал/кг* и для давления 170 *ата* при $i_0 < 188$ *кал/кг*. В данном случае этому соответствует появление неустойчивости в пароперегревательной части гидродинамической характеристики.

На рис. 2-4 показаны три гидродинамические характеристики, построенные для давления 140 *ат*. Как видим

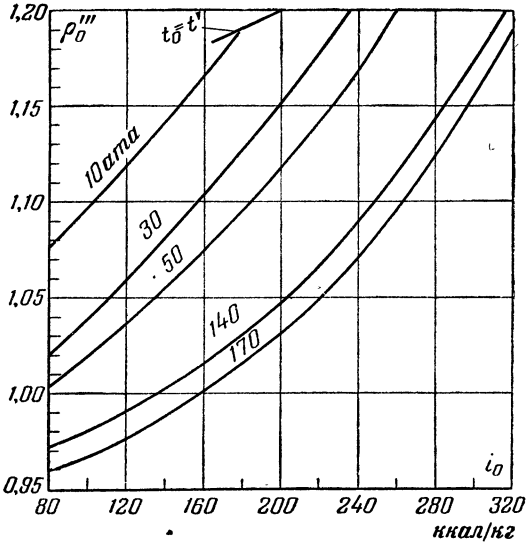


Рис. 2-3. Зависимость допустимой степени нетождественности от давления и начального теплосодержания.

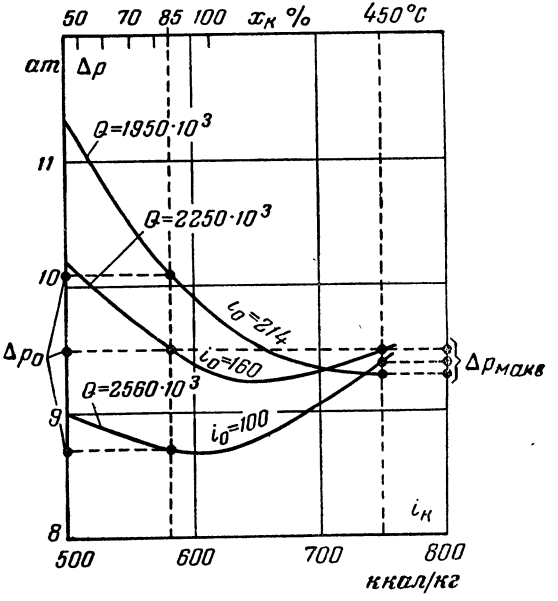


Рис. 2-4. Гидродинамические характеристики витка при $p = 140$ *ата* для различных тепловых нагрузок и начальных теплосодержаний воды.

при $i_0 = 100$ *кал/кг* и $i_0 = 160$ *кал/кг* характеристики неустойчивы, так как при $i_0 = 100$ *кал/кг* $\Delta p_{макс} > \Delta p_0$, а при $i_0 = 160$ *кал/кг* $\Delta p_{макс} = \Delta p_0$. Количества тепла, для которых построены характеристики, взяты из расчета, чтобы во всех трех случаях в конце нормальных витков был пар со степенью сухости $x = 85\%$.

На рис. 2-5—2-8 показаны значения допустимой нетождественности для давления 40 и 110 *ата* при различных

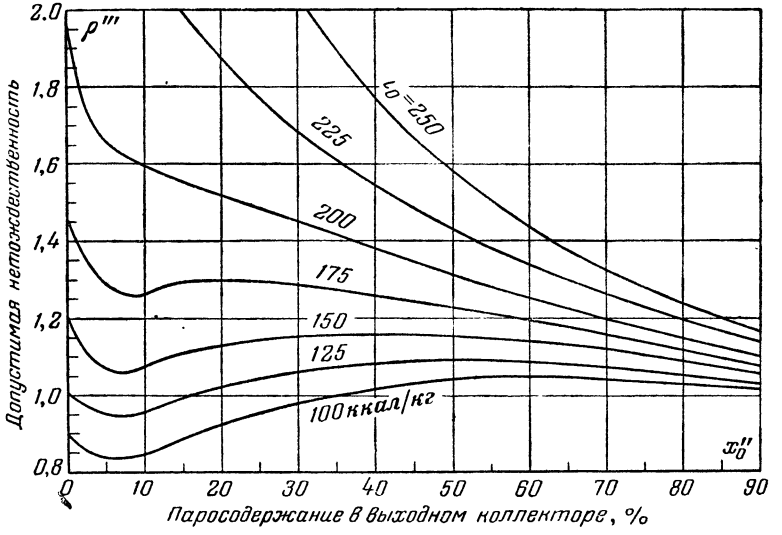


Рис. 2-5. Допустимая нетождественность витков при $p = 40$ *ата* и $t_{макс} = 450°$ С.

начальных теплосодержаниях воды и конечных степенях сухости пара.

Из рис 2-5 и 2-6 видно, что при низких начальных теплосодержаниях воды $\rho_0 < 1$ вследствие неустойчивости гидродинамической характеристики в испарительной части. При $\rho_0 \leqslant 1$ устойчивая работа параллельно включенных витков невозможна.

Дроссельные шайбы увеличивают крутизну гидродинамической характеристики и тем самым дают возможность повысить степень допустимой нетождественности. Шайбы, установленные на входе в витки, увеличивают перепад давления между коллекторами на величину $\Delta p_{ш0}$. Этот добавочный напор в развереннном витке частично теряется на

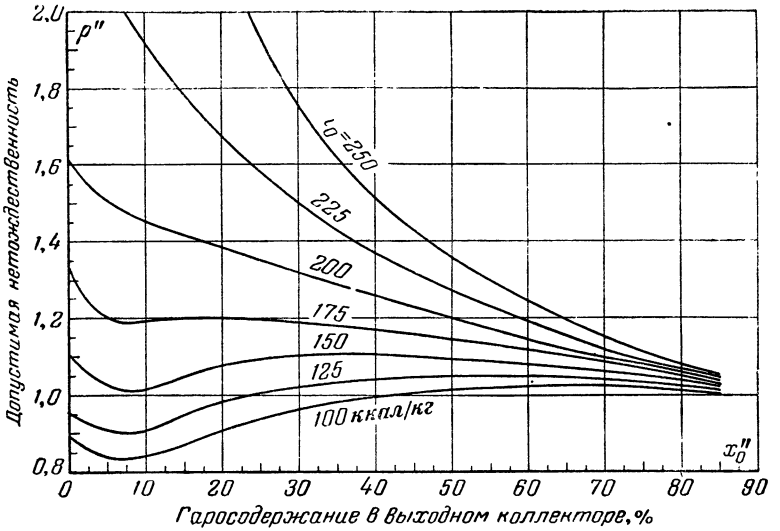


Рис. 2-6. Допустимая нетождественность витков при $p = 40$ *ата* и $x''_{\text{макс}} = 92\%$.

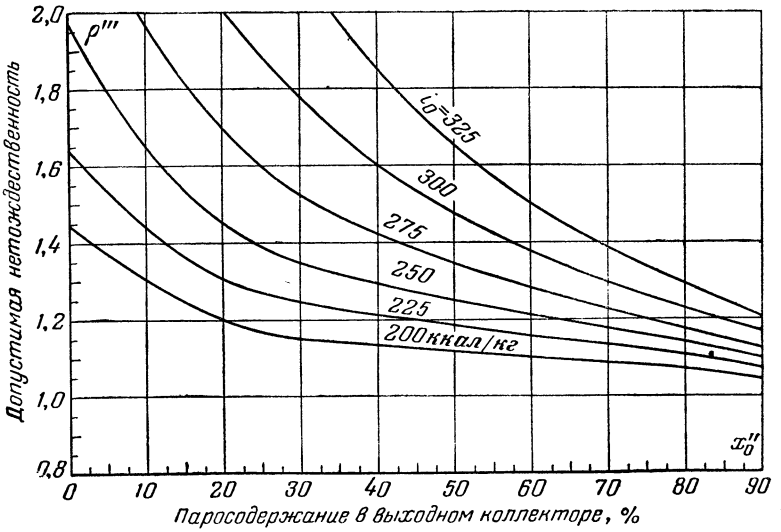


Рис. 2-7. Допустимая нетождественность витков при $p = 110$ *ата* и $t_{\text{макс}} = 450°$ С.

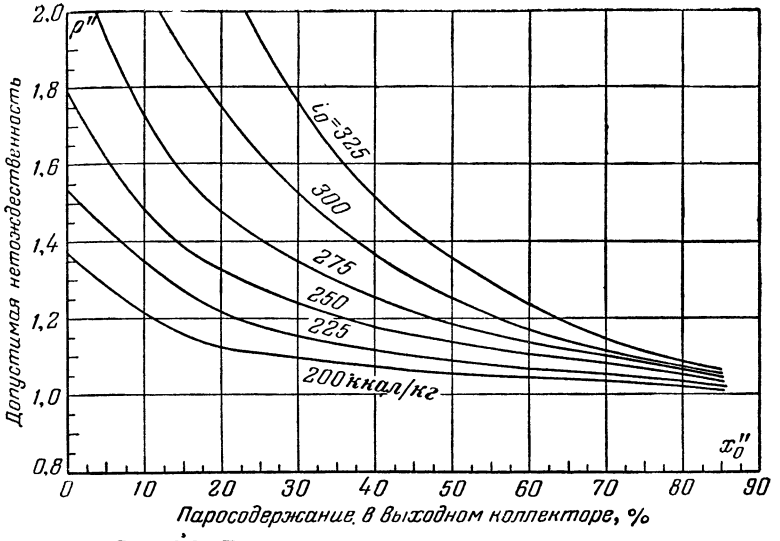


Рис. 2-8. Допустимая нетождественность витков при $p = 110$ *ата* и $x'_{\text{макс}} = 92\%$.

преодоление сопротивления шайбы $\Delta p_{ш}$, а в остальной части $\Delta p_{ш0} - \Delta p_{ш}$ расходуется на создание некоторого добавочного расхода в этом витке.

Понятно, что при $\rho > 1$ перепад в дроссельной шайбе разверенного витка $\Delta p_{ш}$ всегда меньше, чем перепад в шайбах нормальных витков $\Delta p_{ш0}$, так как развереный виток имеет меньший расход, чем виток, работающий нормально. Для нормального витка

$$D_0 = \frac{Q_0}{\Delta i_0}, \tag{2-19}$$

для развереного

$$D = \frac{\varepsilon Q_0}{\Delta i}. \tag{2-20}$$

Следовательно,

$$\frac{D}{D_0} = \varepsilon \frac{\Delta i_0}{\Delta i}. \tag{2-21}$$

Перепад давления в дроссельной шайбе у развереного витка

$$\Delta p_{ш} = \Delta p_{ш0} \varepsilon^2 \left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2. \tag{2-22}$$

Так как перепад давления между коллекторами одинаков у разверенного и у нормального витков, то составляем уравнение:

$$\frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0\cdot 10^{-3} - B_0\Delta i_0 + C_0\Delta i_0^2\cdot 10^3) + \Delta p_{ш0} =$$

$$= \frac{\rho^2 Q_0^2}{\Delta i^3}(A\cdot 10^{-3} - B\Delta i + C\Delta i^2\cdot 10^3) + \Delta p_{ш0}\varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2. \quad (2\text{-}23)$$

Из этого уравнения находим:

$$\Delta p_{ш0} = \frac{\rho^2\frac{Q_0^2}{\Delta i^3}(A\cdot 10^{-3} - B\Delta i + C\Delta i^2\cdot 10^3) - \rightarrow}{1 - \rightarrow}$$

$$\rightarrow \frac{-\frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0\cdot 10^{-3} - B\Delta i_0 + C_0\Delta i_0^2\cdot 10^3)}{-\varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}, \quad (2\text{-}24)$$

или

$$\Delta p_{ш0} = \frac{\rho^2\Delta p_{макс} - \Delta p_0}{1 - \varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2} = \frac{\rho^2\frac{\Delta p_{макс}}{\Delta p_0} - 1}{1 - \varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}\Delta p_0. \quad (2\text{-}25)$$

но

$$\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{макс}} = \rho_0^2, \quad (2\text{-}26)$$

следовательно,

$$\Delta p_{ш0} = \Delta p_0\frac{\frac{\rho^2}{\rho_0^2} - 1}{1 - \varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}. \quad (2\text{-}27)$$

В этой формуле Δp_0 — потеря напора на трение в витке; ρ_1 — допустимая нетождественность без дроссельных шайб, определяемая по формулам (2-17) или (2-18), в зависимости от принятого состояния пара в конце разверенного витка; величина ρ представляет собой допустимую степень нетождественности при наличии дроссельных шайб на входе в витки; ε—ожидаемая тепловая неравномерность.

Полагая $\Delta p_{ш0}=0$, получим $\rho=\rho_0$. Полагая $\Delta p_{ш0}=\infty$, получим:

$$\varepsilon=\varepsilon_{макс}=\frac{\Delta i_{макс}}{\Delta i_0} \tag{2-28}$$

— предельное значение тепловой неравномерности, при которой посредством дросселирования можно достигнуть заданной величины ρ. Если фактическая тепловая неравномерность больше, чем $\varepsilon_{макс}$, то, очевидно, при любом дросселировании конечное теплосодержание пара у разверенного витка будет выше, чем заданное значение $i_{макс}=i_0+\Delta i_{макс}$.

Таким образом, для того чтобы воспользоваться формулой (2-27), необходимо выбрать значения любых двух величин из трех — ρ, ε и ζ, так как по формуле (2-7)

$$\rho=\varepsilon\sqrt{\zeta}.$$

Следовательно, недостаточно задаться величиной допустимой нетождественности, но надо еще знать величины ε и ζ, из которых складывается величина ρ.

Предельные случаи:

$$\zeta=1 \text{ и } \rho=\varepsilon;$$
$$\varepsilon=1 \text{ и } \rho=\sqrt{\zeta}.$$

Для первого случая необходимый перепад в дроссельных шайбах:

$$\Delta p_{\varepsilon ш0}=\Delta p_0\frac{\frac{\rho^2}{\rho_0^2}-1}{1-\varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}=\Delta p_0\frac{\frac{\zeta}{\rho_0^2}-1}{1-\varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}. \tag{2-29}$$

Для второго случая

$$\Delta p_{\zeta_{ш0}}=\Delta p_0\frac{\frac{\rho^2}{\rho_0^2}-1}{1-\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}=\Delta p_0\frac{\frac{\zeta}{\rho_0^2}-1}{1-\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}. \tag{2-30}$$

Отношение этих двух величин

$$\frac{\Delta p_{\varepsilon ш0}}{\Delta p_{\zeta_{ш0}}}=\frac{1-\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}{1-\varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}. \tag{2-31}$$

Следовательно, при $\varepsilon > 1$ необходимый перепад давления в дроссельных шайбах, подсчитанный из предположения, что $\rho = \varepsilon$ всегда больше, чем необходимый перепад давления в шайбах, подсчитанный из предположения, что $\rho = \sqrt{\zeta}$,

$$\Delta p_{\varepsilon\ ш0} > \Delta p_{\zeta\ ш0}. \qquad (2\text{-}32)$$

На рис. 2-9 в качестве примера приведены результаты подсчета по формулам (2-27) и (2-30) для котла СППН 200/35 с промежуточным смесительным коллектором в радиационной части. При подсчете было принято:

$D = 80$ *т/ч*; $n = 40$ (число витков);
$i_0 = 130$ *ккал/кг*; $l = 137{,}1$ *м*;
$\Delta i_0 = 446{,}4$ *ккал/кг*; $d = 45$ *мм*;
$Q_0 = 893\,000$ *ккал/ч*; $\lambda = 0{,}025$;
$p = 36$ *ата*; $\Delta p_0 = 0{,}8$ *ата*.

При $t_{макс} = 400^\circ$ С конечное теплосодержание пара в разверенном витке $i_{макс} = 768{,}4$ *ккал/кг*, $\rho_0''' = 1{,}073$. Из рис. 2-9 видно, что при $\rho = \varepsilon$ необходимо большее дросселирование витков, чем при $\rho = \sqrt{\zeta}$.

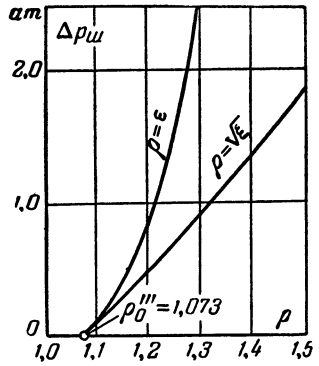


Рис. 2-9. Зависимость потребного дросселирования от допустимой степени нетождественности витков котла СППН 200/35.

2-3. НАСТРОЙКА ВИТКОВ

Настройкой витков называется подбор дроссельных шайб для витков, имеющих большую нетождественность. Установив во все витки пакета одинаковые шайбы, проводят наблюдение за температурой пара в конце витков. У витков, имеющих слишком высокие выходные температуры, установленные шайбы меняют на шайбы большего диаметра с тем, чтобы увеличить расход в этих витках. Понятно, что в практических условиях настройка может проводиться только в том случае, если пакет нормально выдает перегретый пар или если нетождественность у отдельных витков имеет величину, достаточную для того, чтобы вывести разверенный виток на перегрев.

При наличии регулируемого впрыска питательной воды в перегреватель иногда можно, увеличивая впрыск, вывести все витки радиационной части на перегрев для целей настройки.

До настройки равенство перепадов давления в нормальном и развернутом витках выражается следующим уравнением:

$$\frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0\cdot 10^{-3} - B_0\Delta i_0 + C_0\Delta i_0^2\cdot 10^3) + \Delta p_{ш0} =$$

$$= \frac{\rho^2 Q_0^2}{\Delta i^3}(A\cdot 10^{-3} - B\Delta i + C\Delta i^2\cdot 10^3) + \Delta p_{ш0}\varepsilon^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2. \quad (2\text{-}33)$$

После настройки, предполагая, что в конце настраиваемого витка такое же теплосодержание пара, как и у нормальных витков, получим уравнение

$$\frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0\cdot 10^{-3} - B_0\Delta i_0 + C_0\Delta i_0^2\cdot 10^3) + \Delta p_{ш0} =$$

$$= \frac{\rho^2 Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0\cdot 10^{-3} - B_0\Delta i_0 + C\Delta i_0^2\cdot 10^3) + \Delta p_{шx}\varepsilon^2. \quad (2\text{-}34)$$

Здесь $\Delta p_{шx}$ — перепад во вновь установленной шайбе, подсчитанный при нормальном расходе D_0. В уравнениях (2-33) и (2-34) неизвестными являются $\Delta p_{шx}$, ρ и ε. Так как уравнений два, а неизвестных три, то решение можно дать только для крайних случаев, т. е. предположив, что

$$\rho = \varepsilon;\ \zeta = 1,$$

или

$$\rho = \sqrt{\zeta};\ \varepsilon = 1.$$

Принимая $\rho = \varepsilon$, находим из уравнения (2-33):

$$\varepsilon^2 = \frac{\frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0\cdot 10^{-3} - B_0\Delta i_0 + C_0\Delta i_0^2\cdot 10^3) + \Delta p_{ш0}}{\frac{Q_0^2}{\Delta i^3}(A\cdot 10^{-3} - B\Delta i + C\Delta i^2\cdot 10^3) + \Delta p_{ш0}\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2} =$$

$$= \frac{\Delta p_0 + \Delta p_{ш0}}{\frac{\Delta p_0}{\rho_0^2} + \Delta p_{ш0}\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}. \quad (2\text{-}35)$$

Из уравнения (2-34) определяем:

$$\Delta p_{шx} = \frac{Q_1^2}{\varepsilon^2 \Delta i_0^3}(A_0 \cdot 10^{-3} - B_0 \Delta i_0 + C_0 \cdot 10^3 \Delta i_0^2) -$$

$$- \frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0 \cdot 10^{-3} - B_0 \Delta i_0 + C_0 \Delta i_0^2 \cdot 10^3) +$$

$$+ \frac{\Delta p_{ш0}}{\varepsilon^2} = (\Delta p_{ш0} + \Delta p_0)\frac{1}{\varepsilon^2} - \Delta p_0. \qquad (2\text{-}36)$$

Подставляя в эту формулу значение ε^2 по формуле (2-35), получим:

$$\Delta p_{шx} = \Delta p_{ш0}\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2 - \Delta p_0\left(1 - \frac{1}{\rho_0^2}\right). \qquad (2\text{-}37)$$

Принимая второе предположение, т. е. $\varepsilon = 1$, получим из уравнения (2-33):

$$\rho^2 = \frac{\frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0 \cdot 10^{-3} - B_0 \Delta i_0 + C_0 \cdot 10^3 \Delta i_0^2) + \Delta p_{ш0} - \Delta p_{ш0}\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}{\frac{Q_0^2}{\Delta i^3}(A \cdot 10^3 - B\Delta i + C \cdot 10^3 \cdot \Delta i^2)} =$$

$$= \frac{\Delta p_0 + \Delta p_{ш0} - \Delta p_{ш0}\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}{\frac{\Delta p_0}{\rho_0^2}}. \qquad (2\ 38)$$

Из уравнения (2-34)

$$\Delta p_{шx} = \frac{Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0 \cdot 10^{-3} - B_0 \Delta i_0 + C_0 \cdot 10^3 \Delta i_0^2) -$$

$$- \frac{\rho^2 Q_0^2}{\Delta i_0^3}(A_0 \cdot 10^{-3} - B_0 \Delta i_0 + C_0 \cdot 10^3 \Delta i_0^2) +$$

$$+ \Delta p_{ш0} = \Delta p_{ш0} - (\rho^2 - 1)\Delta p_0. \qquad (2\text{-}39)$$

Подставляя значение ρ^2 по формуле (2-38), получим:

$$\Delta p_{шx} = \Delta p_{ш0}\left[1 + \rho_0^2\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2 - \rho_0^2\right] - (\rho_0^2 - 1)\Delta p_0. \qquad (2\text{-}40)$$

Формулы (2-37) и (2-40) являются расчетными формулами для подбора дроссельных шайб при настройке витков.

На рис. 2-10 показана настроечная диаграмма, построенная по этим формулам для котла СППН 200/35 с промежуточным смесительным коллектором. Условия взяты те же, что и в предыдущем примере (см. стр. 56). Диаметр основных дроссельных шайб принят равным 9 *мм*.

Рис. 2-10 наглядно показывает, что диаметры подбираемых дроссельных шайб зависят от причин, вызывающих разверку. Если разверка вызвана гидравлической нетождественностью, то дросселирование развернного витка должно быть меньше, чем в случае, когда разверка вызвана тепловой неравномерностью, но для небольших значений $i_к$ разница получается несущественная. Участки кривых, относящиеся к области насыщенного пара, проведены пунктиром. В практических условиях, когда разверка определяется замером температуры в конце витков, эти участки являются нерабочими.

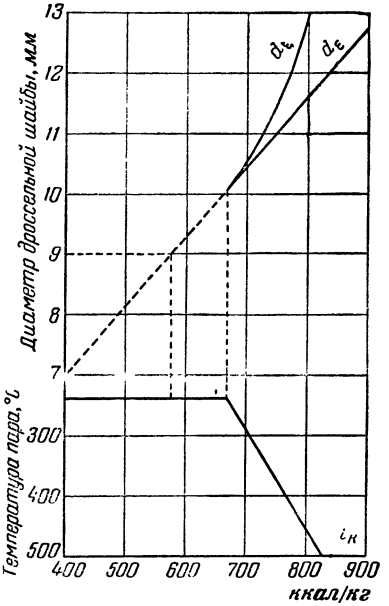


Рис. 2-10. Настроечная диаграмма витков радиационной части котла СППН 200/35 с промежуточным смесительным коллектором.

Можно несколько иначе представить задачу настройки: не дросселируя всех витков, подобрать дроссельные шайбы только для нормальных витков и оставить без шайб витки, обладающие нетождественностью. Для подсчета необходимого перепада в шайбах нормальных витков в этом случае необходимо приравнять нулю значения $\Delta p_{ш0}$ в формулах (2-37) и (2-40). Тогда при $\rho = \varepsilon$, $\zeta = 1$ получим из формулы (2-37):

$$\Delta p_{ш0} = \frac{1 - \frac{1}{\rho_0^2}}{\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2} \Delta p_0. \qquad (2\text{-}41)$$

При $\varepsilon = 1$, $\rho = \sqrt{\zeta}$ из формулы (2-40) получим:

$$\Delta p_{ш0} = \frac{1 - \frac{1}{\rho_0^2}}{\left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2 - \left(1 - \frac{1}{\rho^2}\right)} \Delta p_0. \qquad (2\text{-}42)$$

При таком способе настройки необходимые перепады в дроссельных шайбах получаются значительно меньше, чем при дросселировании всех витков. При этом легко видеть, что по формуле (2-42) перепады давления в дроссельных шайбах получаются больше, чем по формуле (2-41). Однако этот способ настройки не всегда может быть применен. При неустойчивой гидродинамической характеристике этот способ настройки неприменим, что непосредственно следует и из формул (2-41) и (2-42); в этом случае величина ρ_0 может иметь значения, меньшие единицы, и тогда перепад давления в дроссельных шайбах примет отрицательное значение. Кроме того, во многих случаях дросселирование парообразующих витков необходимо для устранения пульсации потока в трубах.

Для испаряющей части прямоточных котлов настройка витков, как правило, должна производиться после предварительной установки одинаковых дроссельных шайб во все витки пакета.

2-4. НЕКОТОРЫЕ ПРАКТИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТУ ОБЩЕГО ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ВИТКОВ, ПОВЫШАЮЩЕГО ДОПУСТИМУЮ НЕТОЖДЕСТВЕННОСТЬ

В предыдущих выводах были приняты следующие главнейшие допущения:

1. Нивелирные и скоростные напоры у нормального и разверенного витков одинаковы.

2. Число параллельно включенных витков бесконечно велико.

3. Тепловая нагрузка распределена по длине витков равномерно.

Так как скоростной напор в прямоточных котлах, как правило, невелик, то вполне допустимо им пренебречь.

Нивелирный напор у прямоточных котлов значительно меньше фрикционного и только при малых нагрузках имеет относительно заметную величину. Некоторое значение нивелирный напор может иметь при вертикальном распо-

ложении экранов, а также для экономайзеров, у которых он иногда даже больше, чем потеря давления на трение. Нетрудно показать, что при учете нивелирных напоров формула (2-27) примет вид:

$$\Delta p_{\text{щ}0} = \Delta p_0 \frac{\frac{\rho^2}{\rho_{\text{н}0}^2} - 1 - \frac{\Delta p_{\text{н}0} - \Delta p_{\text{н}}}{\Delta p_0}}{1 - \varepsilon^2 \left(\frac{\Delta i_0}{\Delta i}\right)^2}. \qquad (2\text{-}43)$$

Здесь $\Delta p_{\text{н}0}$ — нивелирный напор нормального витка, $\Delta p_{\text{н}}$ — нивелирный напор разверенного витка. Величина $\rho_{\text{н}0}$ должна также определяться с учетом нивелирного напора. Так как $\Delta p_{\text{н}0} > \Delta p_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{н}0} > \rho_0$, то необходимый перепад в дроссельных шайбах по формуле (2-43) меньше, чем по формуле (2-27). Следовательно, пренебрежение нивелирным напором дает запас в сторону надежности.

Второе допущение предполагает, что нетождественность некоторых витков в пакете не изменяет среднего перепада давления между коллекторами. Это допущение справедливо при бесконечно большом числе витков, так как только в этом случае уменьшение расхода в разверенных витках не вызовет повышения расхода в остальных (нормальных) витках. При малом же числе витков и наличии нетождественности расход через нормальные витки возрастает, что приведет к увеличению движущего напора между коллекторами. А так как повышение напора смягчает действие нетождественности, то, следовательно, второе допущение тоже дает запас в сторону надежности.

Третье допущение — равномерность распределения тепловой нагрузки — в большинстве случаев не соответствует действительности. Для прямоточных котлов Рамзина с нижним расположением горелок тепловая нагрузка витков обычно уменьшается от входа воды к выходу пара из витка. Вследствие этого подогревательный участок сокращается по сравнению с его величиной, подсчитанной из условия равномерного распределения тепла. Выше было показано, что это обстоятельство увеличивает напор между коллекторами и крутизну гидродинамической характеристики. Следовательно, значения ρ_0, подсчитанные по формулам (2-17) и (2-18), будут несколько меньше, чем в действительности. Значит, при условии правильного подсчета величины Δp_0 формула (2-27) дает завышенные значе-

ния $\Delta p_{ш0}$, или, другими словами, необходимое отношение $\frac{\Delta p_{ш0}}{\Delta p_0}$ будет меньше, чем следует по формуле (2-27).

Таким образом, при прямотоке воды и газов формула (2-27) дает запас в сторону надежности.

Практика работы прямоточных котлов показала, что принятые допущения не выходят за пределы точности гидродинамического расчета. Если дросселирование витков должно быть подсчитано исходя из величины допустимой нетождественности, то, как следует из предыдущего, необходимо принять $\rho = \varepsilon$ и пользоваться формулой (2-29), дающей наибольший запас в сторону надежности. Расчет следует вести для наихудших возможных условий работы котла: для минимальной температуры воды на входе в витки и для максимального давления в витках, возможного при данной температуре воды.

Допустимая тепловая неравномерность ε, входящая в формулу (2-29), выбирается на основании практических данных.

Из опыта работы котлов Рамзина можно рекомендовать следующие расчетные значения допустимой тепловой неравномерности:

для радиационной части $\varepsilon = 1{,}07 - 1{,}10$;
для конвективных пакетов $\varepsilon = 1{,}30 - 1{,}50$.

Необходимо отметить, что значения $\varepsilon = 1{,}07—1{,}10$ для радиационной части относятся к мощным станционным прямоточным котлам с горизонтальным расположением экранов, когда все витки имеют примерно одинаковую длину и одинаковое расположение в топке. При вертикальном экранировании (котлы Бенсона) тепловая неравномерность для отдельных труб экрана значительно возрастает [Л. 35]. Трубы, находящиеся в углах топочной камеры, получают примерно в 1,5—2 раза меньшее количество тепла, чем трубы, находящиеся посередине сменок камеры.

В конвективных пакетах обычно наибольшее количество тепла воспринимают трубы, находящиеся вблизи осей поперечного сечения газохода.

2-5. УСТОЙЧИВОСТЬ ПОТОКА В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ТОПОЧНЫХ ЭКРАНАХ

Гидродинамический расчет вертикальных экранов топки прямоточных котлов в части, касающейся тепловой разверки витков, должен производиться по тем же расчетным

формулам, что и расчет горизонтальных экранов. Ввиду того, что перепад давления между коллекторами у вертикальных экранов относительно невелик, здесь иногда приходится (в особенности при малых нагрузках) учитывать действие нивелирного напора, несколько повышающее допустимую степень нетождественности витков.

В вертикальных экранах возникает опасность застоя воды в отдельных недостаточно обогреваемых трубах. Это явление может вызвать чрезмерный перегрев металла трубы вследствие того, что при остановке потока образующиеся на стенках пузырьки пара не будут смываться током воды. Поэтому при проектировании вертикальных экранов необходимо проверять, достаточно ли устойчив восходящий поток во всех трубах экрана.

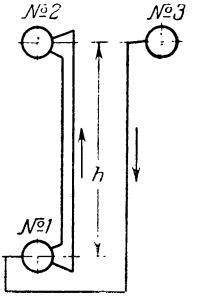


Рис. 2-11. Схема вертикального экрана прямоточного котла.

Рассмотрим схему вертикального экранирования, показанную на рис. 2-11. Необогреваемая опускная труба из верхнего коллектора № 3 подходит к нижнему коллектору № 1. Между этим коллектором и верхним коллектором № 2 находится ряд параллельно включенных вертикальных труб, из которых на схеме показаны две. Коллектор № 2 соединяется опускной трубой со следующим нижним коллектором и т. д. Такое включение экранных труб применяется в прямоточных котлах Бенсона.

Обозначим индексом 1 величины, относящиеся к нормально работающей трубе с восходящим потоком, индексом 2 — величины, относящиеся к развернной обогреваемой трубе, и индексом 3 — величины, относящиеся к опускной трубе. Напорный удельный вес будем писать без верхнего индекса, расходный удельный вес—с индексом р. Давления в коллекторах p_1, p_2 и p_3 будем считать одинаковыми для любого сечения в коллекторе.

Из рис. 2-11 получаем:

$$p_1 = p_3 + \gamma_3 h - \Delta p_3; \qquad (2\text{-}44)$$

$$p_2 = p_1 - \gamma_1 h - \Delta p_1. \qquad (2\text{-}45)$$

Заменяя p_1 по формуле (2-44), получим:

$$p_2 = p_3 + h(\gamma_3 - \gamma_1) - (\Delta p_3 + \Delta p_1). \qquad (2\text{-}46)$$

Условие сохранения восходящего потока в трубе *2* выразится неравенством

$$p_2+\gamma_2 h+\Delta p_2<p_1. \tag{2-47}$$

Заменяя p_1 и p_2 по формулам (2-44) и (2-46), получим:

$$h(\gamma_2-\gamma_1)<\Delta p_1-\Delta p_2. \tag{2-48}$$

При остановке потока в трубе *2* перепад давления в ней $\Delta p_2=0$ и тогда условие остановки потока примет вид:

$$h(\gamma_2-\gamma_1)=\Delta p_1 \tag{2-49}$$

или

$$\gamma_2-\gamma_1=\frac{\Delta p_1}{h}. \tag{2-50}$$

Перепад давления в трубе *1*

$$\Delta p_1=6\,376\,\lambda\frac{D_1^2}{d^5}\frac{1}{\gamma_{1p}}h\cdot 10^4\ кг/м^2. \tag{2-51}$$

Подставляя эту величину в формулу (2-50), получим предельное минимальное значение расхода для трубы *1*:

$$D_1=\sqrt{\gamma_{1p}(\gamma_2-\gamma_1)\frac{d^5}{6\,376\lambda\cdot 10^4}}\ [т/ч]. \tag{2-52}$$

Если исходить из определений предельного максимального напорного удельного веса в трубе *2*, то из формулы (2-50) получим:

$$\gamma_2=\gamma_1+\frac{6\,376\lambda\cdot 10^4}{d^5}\frac{D_1^2}{\gamma_{1p}}. \tag{2-53}$$

Таким образом, для сохранения восходящего потока воды в трубе необходимо, чтобы величина D_1 была больше значения, даваемого формулой (2-52), или чтобы величина γ_2 была меньше значения, даваемого формулой (2-53).

Методика определения напорного удельного веса в вертикальных трубах была предложена Э. Шмидтом [Л. 61]. При движении пароводяной смеси в таких трубах пар движется с большей скоростью, чем вода. Относительная скорость пара

$$w_r=w''-w' \tag{2-54}$$

равна разности скоростей пара и воды в данном сечении трубы. Тогда напорный удельный вес для данного сечения трубы можно выразить формулой

$$\gamma = \frac{f'}{f}\gamma' + \frac{f''}{f}\gamma'', \tag{2-55}$$

где f' — сечение трубы, занятое водой;
f'' — сечение трубы, занятое паром;
f — полное сечение трубы.

Чем больше относительная скорость пара, тем меньше сечение, занятое паром, и тем больше напорный удельный вес смеси в трубе. Если представить себе пар и воду движущимися в трубе отдельными потоками, то

$$f' = \frac{D'}{\gamma' w'}; \tag{2-56}$$

$$f'' = \frac{D''}{\gamma'' w''} = f - f'. \tag{2-57}$$

Поэтому формулу (2-54) можно написать так:

$$w_r = \frac{D''}{\gamma'' f''} - \frac{D'}{\gamma' f'}. \tag{2-58}$$

Пользуясь приведенной скоростью пара

$$w_0'' = \frac{D''}{\gamma'' f}, \tag{2-59}$$

приведенной скоростью расхода

$$w_0 = \frac{D}{\gamma' f} \tag{2-60}$$

и обозначая $\frac{f'}{f} = \varphi'$, получим:

$$w_r = w_0''\left(\frac{1}{1-\varphi'} + \frac{1}{\varphi'}\frac{\gamma''}{\gamma'}\right) - \frac{w_0}{\varphi'}. \tag{2-61}$$

Отсюда определим величину

$$\varphi' = 0{,}5\left(1 + \frac{w_0''}{w_r}\frac{\gamma''}{\gamma'} - \frac{w_0''}{w_r} - \frac{w_0}{w_r}\right) \pm$$

$$\pm \sqrt{\left[0{,}5\left(1 + \frac{w_0''}{w_r}\frac{\gamma''}{\gamma'} - \frac{w_0''}{w_r} - \frac{w_0}{w_r}\right)\right]^2 + \frac{w_0}{w_r} - \frac{w_0''}{w_r}\frac{\gamma''}{\gamma'}}. \tag{2-62}$$

Для того чтобы определить по этой формуле φ', необходимо знать функциональную зависимость $w_r = f(w_0, w_0'')$ при данном давлении и данном диаметре трубы.

Петерсон [Л. 25], обработав результаты своих опытов и опытов Шурига, пришел к выводу, что в пределах исследованных давлений 10—40 *ата* относительная скорость пара

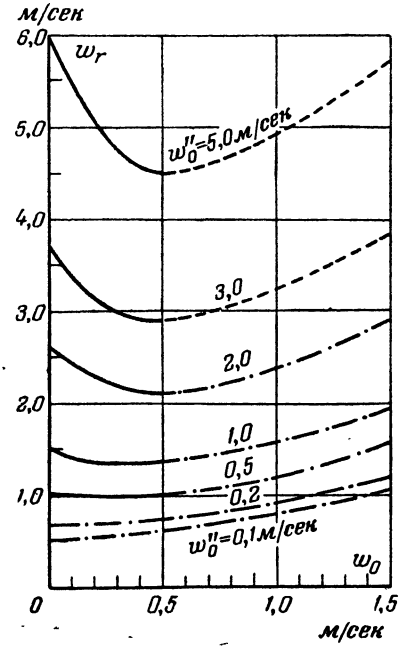


Рис. 2-12. Относительные скорости воды и пара в вертикальных парообразующих трубах при давлениях 10 — 40 *ата*.

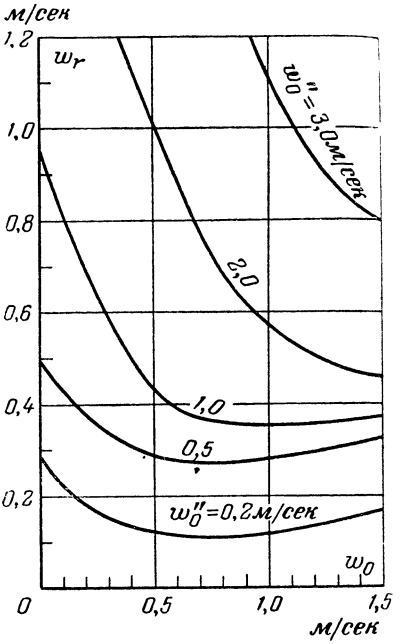


Рис. 2-13. Относительные скорости воды и пара в вертикальных парообразующих трубах диаметром 38 *мм* при давлении 110 *ата*.

почти не зависит от давления, что следует также из рис. 1-8, и лишь незначительно зависит от диаметра труб, несколько повышаясь с увеличением последнего. Эта зависимость исследовалась для труб с диаметрами 57 и 82,5 *мм*. При меньших диаметрах влияние d на w_r, по-видимому, должно быть более значительным, в особенности при низком давлении.

На рис. 2-12 приведен результирующий график для относительных скоростей, заимствованный из работы Петерсона и дополненный посредством экстраполяции для значения $w_0'' = 0{,}1$ *м/сек*.

Сплошными линиями нанесены участки кривых, построенные на основании достаточно проверенных данных, осевым пунктиром нанесены участки менее надежные и, наконец, простым пунктиром — экстраполированные значения.

Аналогичную зависимость для давления 110 *ата* и диаметра трубы 38 *мм* показывает представленный на рис. 2-13 график, составленный по номограммам, предложенным ЦКТИ для расчета циркуляции паровых котлов [Л. 47].

Пользуясь рис. 2-12 и 2-13, можно определить φ' по формуле (2-62), а затем определить и γ по формуле (2-55).

Таким образом, для сохранения устойчивого восходящего потока воды в вертикальных экранах необходимо, как это следует из формулы (2-53), стремиться к увеличению расхода, приходящегося на трубу (т. е. уменьшать число параллельно включенных труб), или же применять трубы малого диаметра. Наиболее опасным участком является зона начала парообразования. Именно поэтому в некоторых котлах Бенсона уменьшают число параллельно включенных труб в тех пакетах экранов, на которые приходится зона начала парообразования. Эти пакеты имеют вдвое меньшее количество труб, чем остальные экранные пакеты, включенные перед и за зоной начала парообразования [Л. 57].

Тепловая неравномерность в прямоточных котлах при вертикальном расположении экранных труб больше, чем при горизонтальном. Помимо сильного влияния освещенности, которая для угловых труб примерно вдвое меньше, чем для центральных, здесь значительно сильнее, чем при горизонтальном экранировании, сказывается шлакование труб. Тепловая неравномерность порядка $\varepsilon = 0{,}5$ вполне возможна для радиационной части прямоточных котлов Бенсона. Поэтому применение вертикальных экранов не дает возможности существенно снизить скорости в трубах парообразующей радиационной части прямоточного котла и получить малые перепады давлений [Л. 35].

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

РАЗДАЧА ПАРОВОДЯНОЙ СМЕСИ ПО ТРУБАМ

3-1. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ КОЛЛЕКТОРЫ

Промежуточные коллекторы в парообразующей части прямоточного котла дают возможность осуществлять перемешивание пароводяной смеси, выдаваемой витками, и тем самым не допускать слишком большого расхождения конечных теплосодержаний в отдельных витках (рис. 3-1). Чем больше число таких коллекторов, установленных по парообразующему тракту, тем выше может быть принята максимально допустимая нетождественность витков. В этом отношении наибольшие возможности дает схема парообразующей части котлов Бенсона (рис. 3-2).

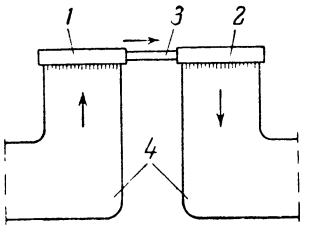


Рис. 3-1. Схема включения промежуточных коллекторов.

1 — собирающий коллектор; *2* — раздающий коллектор; *3* — смеситель; *4* — трубы котла.

Однако увеличение числа коллекторов вызывает рост потери давления в котле и, кроме того, утяжеляет котел, т. е. одновременно повышаются эксплуатационные и капитальные затраты. Поэтому необходимо устанавливать возможно минимальное число промежуточных коллекторов. Очевидно, при этом нужно исходить из заданных величин нетождественности витков ρ и гидравлической разверки в коллекторе. Разверку в коллекторах приходится учитывать при раздаче коллектором пароводяной смеси. Вследствие сепарации влаги в коллекторе теплосодержания и расходы пароводяной смеси при входе в витки неодинаковы. Таким образом, на тепловую разверку, вызываемую нетождественностью витков, накладывается гидравлическая разверка, возникающая в раздающем коллекторе.

Неравномерность в раздаче однофазной жидкости коллектором вызывается распределением статического давления в коллекторах. Однако, как было отмечено выше, для прямоточных котлов, у которых падение давление в витках значительно больше, чем изменение давления в самом коллекторе, возникающая по этой причине неравномерность в раздаче жидкости невелика и в дальнейшем не учитывается.

Для вертикальных экранов котлов Бенсона при определении числа параллельно включаемых труб, а следовательно, и числа коллекторов необходимо еще учитывать условия устойчивости восходящего потока пароводяной смеси в трубах (см. стр. 62).

Коллектор, абсолютно равномерно распределяющий жидкость по виткам, назовем идеальным коллектором. В таком коллекторе давление во всех точках одинаково,

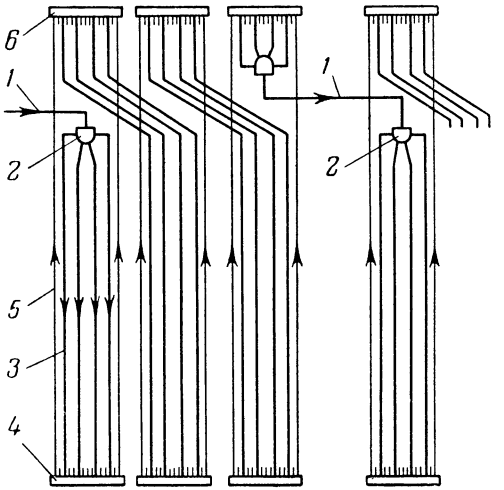


Рис. 3-2. Схема пароводяного тракта котлов Бенсона.

1—соединительный трубопровод (смеситель); *2*—групповой раздатчик („паук"); *3* — опускные трубы; *4* — нижний коллектор; *5* — экранный пакет; *6* — верхний коллектор.

а сепарация влаги отсутствует, т. е. жидкость в любой точке внутри коллектора имеет одинаковый состав и одинаковые тепловые параметры. Таким коллектором в условиях прямоточных котлов можно считать коллектор, раздающий однофазную жидкость — воду или перегретый пар. Так как идеальный коллектор не вносит сам по себе никакой гидравлической разверки в систему витков, то место его установки определяется только заданной величиной допустимой нетождественности витков. Следовательно, гидродинамический расчет котла с идеальными раздающими коллекторами может производиться по формулам, приведенным в гл. 2.

В неидеальном коллекторе при раздаче пароводяной смеси происходит сепарация влаги, вследствие чего коллектор неравномерно раздает пароводяную смесь по виткам. Поэтому для нормально работающего витка теплосодержание пара на выходе

$$i_{к0} = i_{н0} + \Delta i_0, \tag{3-1}$$

для разверенного витка

$$i_к = i_н + \Delta i. \tag{3-2}$$

Пусть x_0' — средняя степень сухости пара в распределяющем коллекторе; x' — максимальная степень сухости пара при входе в разверенный виток. Тогда

$$i_{н0} = i' + x_0 r; \tag{3-3}$$

$$i_н = i' + x' r. \tag{3-4}$$

Разность $x' - x_0' = \Delta x_к$ представляет собой максимальное превышение степени сухости пара на входе в разверенный виток над средней степенью сухости в распределяющем коллекторе. Отношение расходов разверенного витка к среднему представляет собой разверку расхода $\mu = \frac{D}{D_0}$.

Величины $\Delta x_к$ или μ определяются путем проведения экспериментов с коллекторами разных типов.

Экспериментальное исследование работы коллекторов, распределяющих пароводяную смесь, впервые было проведено в БПК В. В. Селезневым и А. А. Давидовым в 1938—1940 гг. Проведенные опыты охватывали диапазон давлений от 4 до 115 *ата* и влажности пара от 0 до 100%. Испытанию подвергались коллекторы различных конструкций при горизонтальном и вертикальном расположении. Обогрев витков в опытах не применялся. Было установлено, что наименьшую гидравлическую разверку дает горизонтальный цилиндрический коллектор с подводом пароводяной смеси в торец коллектора и отводом через трубы, размещенные по нижней образующей коллектора. При давлениях 4—10 *ата* был испытан коллектор с диаметром 148 *мм*, при более высоких давлениях — коллекторы с диаметрами 19 и 40 *мм*. Опыты показали, что для удовлетворительной раздачи пароводяной смеси по трубам скорость

смеси на входе в коллектор должна быть не ниже 8—10 *м/сек*. Давление пароводяной смеси, диаметр коллектора и шаг по длине коллектора почти не влияют в практически важных случаях на величину гидравлической разверки. Отсутствие влияния давления, подтвержденное работами других исследователей [Л. 7, 24, 49], может быть объяснено тем, что условия распределения пароводяной смеси определяются в основном силами инерции, слабо зависящими от давления.

На рис. 3-3 показана зависимость $\Delta x_к = x' - x'_0$ от начальной средней степени сухости пароводяной смеси x'_0, построенная по данным этих опытов. На график нанесены точки, относящиеся к разным давлениям, и проведена кривая, огибающая эти точки. Эта кривая дает максимальные значения $\Delta x_к$. Граничные точки кривой определяются условием, что при $x'_0 = 0$ и при $x'_0 = 100\%$ величина $\Delta x_к = 0$.

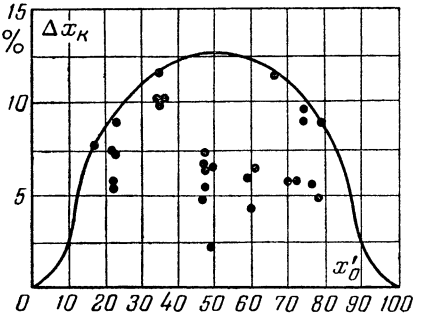


Рис. 3-3. Неравномерность раздачи пароводяной смеси в горизонтальном коллекторе с витками по нижней образующей и с боковым подводом.

Условия раздачи могут значительно ухудшиться, если в подводящих трубах происходит расслоение пароводяной смеси и возникает лотковое течение. В этом случае в первые по ходу пара витки поступает преимущественно влага, а в последующие — преимущественно пар, что приводит к резкому увеличению гидравлической разверки. Чтобы устранить этот недостаток, иногда применяют установку разгонной трубы на входе в раздающий коллектор, впервые предложенную Л. К. Рамзиным для переходной зоны котла 200/35 (рис. 3-4). В этом котле при нагрузке 100 *т/ч* и средней сухости пароводяной смеси на входе в переходную зону $x = 70\%$, скорость смеси в подводящих трубопроводах переходной зоны, подсчитанная по среднему удельному объему смеси, составляла 20 *м/сек*. При этой скорости в трубах диаметром 197 *мм* происходило более или менее полное расслоение потока, что было установлено путем отбора проб по верхней и нижней образующим тру-

бы. В результате гидравлической разверки наблюдалась значительная разверка по температурам на выходе из витков переходной зоны (рис. 3-5). Установка разгонной трубы заметно улучшила раздачу пароводяной смеси, особенно при высоких влажностях. Аналогичное положение наблюдалось и на котле 51 СП 220/100. Для улучшения равномерности раздачи И. И. Кошелевым была сделана попытка использовать эффект предварительной сепарации влаги и осуществить раздельный рассредоточенный подвод воды и пара к отводящим трубам коллектора [Л. 7, 49]. Равномерность раздачи оказалась, однако, не лучшей, чем у коллекторов с распределенным подводом пароводяной

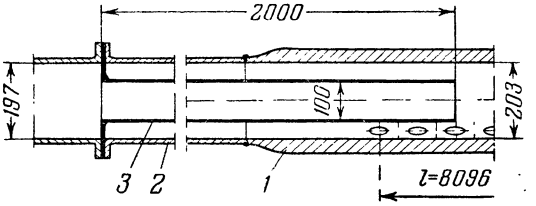


Рис. 3-4. Схема установки разгонной трубы во входном коллекторе переходной зоны котла 200/35-2.

эмульсии без предварительной сепарации [Л. 49]. Такие коллекторы с предвключенными групповыми распределителями — «пауками» применяются в котлах Бенсона (рис. 3-2), а также в советских прямоточных котлах последних выпусков. Подробных результатов исследования таких коллекторов пока в литературе нет. По данным [Л. 49] средний максимальный выбег паросодержания смеси для распределенного подвода составляет $\Delta x_к = x_{макс} - x_0 = 13\%$, т. е. не лучше, чем у коллекторов с торцовым подводом (рис. 3-3).

Некоторые исследователи пытались найти зависимость равномерности раздачи пароводяной смеси от так называемой критической скорости потока $w_{кр}$, при которой, по Л. К. Рамзину, происходит срыв пленки влаги со стенок пленочного сепаратора. По идее для хорошей раздачи скорость пароводяной смеси в коллекторе w_0'' должна превышать критическое значение, с тем чтобы избежать нежелательного эффекта сепарации влаги, поскольку раздающий коллектор должен работать как «антисепаратор». Опыты, однако, показали, что удовлетворительная равномерность

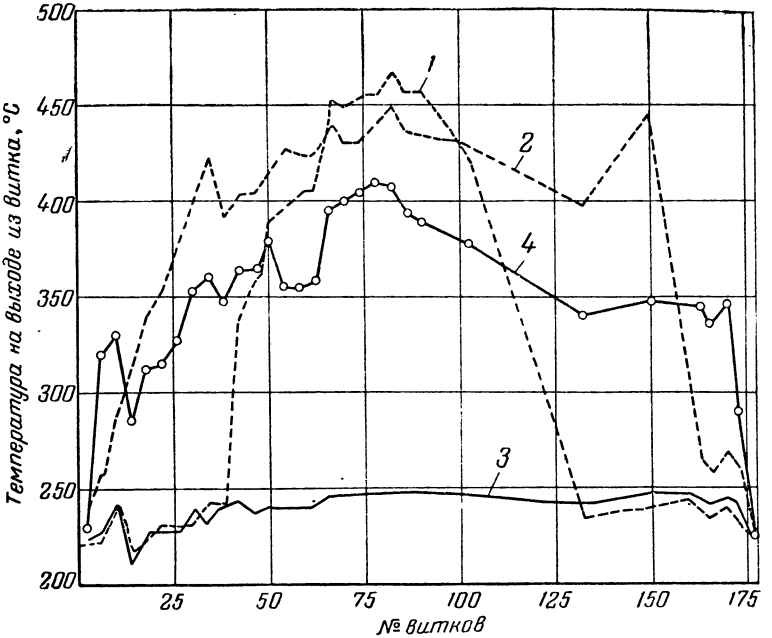


Рис. 3-5. Температура пара на выходе из витков переходной зоны котла 200/35-2.

До установки разгонных труб:

1 — $W = 105$ *т/ч*, 1 — $x''_{ср} = 25\%$; *2* — $W = 100$ *т/ч*, $t''_{п.з} = 310°$ С.

После установки разгонных труб:

3 — $W = 115$ *т/ч*; 1 — $x''_{ср} = 25\%$; *4* — $W = 100$ *т/ч*; $t''_{п.з} = 330°$ С.

раздачи наступает при значениях $\frac{\omega''_0}{\omega_{кр}}$, значительно меньших единицы [Л. 7, 49] *.

3-2. НЕИДЕАЛЬНЫЙ КОЛЛЕКТОР ПРИ $\varepsilon = 1$

Задача размещения промежуточных смесительных коллекторов по парообразующему тракту прямоточного котла заключается в том, чтобы определить значение средней степени сухости x''_0 в собирающем коллекторе, исходя из предельно допустимой степени сухости x'' на выходе из

* Основные закономерности процесса сепарации в коллекторах рассмотрены автором в [Л. 29]

развернного витка. Как уже было упомянуто выше, таким предельным значением является $x'' = 0{,}92 \div 0{,}95$.

Очевидно, ответ на вопрос о величине x_0'' получится из совместного решения двух уравнений: гидродинамического уравнения, согласно которому падение давления в развернном витке равно падению давления в нормально работающем витке

$$\Delta p = \Delta p_0, \tag{3-5}$$

и теплового уравнения, выражающего равенство тепловосприятий развернного и нормального витков,

$$Q = Q_0. \tag{3-6}$$

При наличии тепловой неравномерности

$$Q = \varepsilon Q_0, \tag{3-7}$$

где ε — степень тепловой неравномерности.

Таким образом, имеем два уравнения и три неизвестных: x_0'', μ и $\Delta x_к$. Но между μ и $\Delta x_к$ существует функциональная зависимость, форма которой может быть найдена из гидродинамического уравнения. Следовательно, одна из величин — либо μ, либо $\Delta x_к$ — должна быть определена экспериментальным путем, тогда вторая величина может быть вычислена.

Примем, что тепловая неравномерность отсутствует, т. е. $\varepsilon = 1$.

Падение давления в нормально работающем витке

$$\Delta p_0 = 6\,376\lambda \frac{l}{d^5} D_0^2 [v'(1 - x_0) + v'' x_0], \tag{3-8}$$

где x_0 — средняя степень сухости в витке:

$$x_0 = 0{,}5 (x_0' + x_0''). \tag{3-9}$$

Падение давления в развернном витке

$$\Delta p = 6\,376\lambda \frac{l}{d^5} D [v'(1 - x) + v'' x], \tag{3-10}$$

где x — средняя ступень сухости в развернном витке:

$$x = 0{,}5 (x' + x''). \tag{3-11}$$

Примем, что коэффициенты гидравлического сопротивления для обоих витков одинаковы.

Приравняв формулы (3-8) и (3-10) и сокращая одинаковые множители, получим:

$$D_0^2[v'(1-x_0)+v''x_0]=D^2[v'(1-x,+v''x]. \quad (3\text{-}12)$$

Далее, делаем следующие преобразования:

$$v'+x_0(v''-v')=\left(\frac{D}{D_0}\right)^2[v'+x(v''-v')]. \quad (3\text{-}13)$$

Так как $\frac{D}{D_0}=\mu$, то

$$x_0=\frac{\mu^2[v'+x(v''-v')]-v'}{v''-v'}=\mu^2\left(\frac{v'}{v''-v'}+x\right)-\frac{v'}{v''-v'}. \quad (3\text{-}14)$$

Находим x_0'':

$$0{,}5(x_0'+x_0'')=\mu^2\left(\frac{v'}{v''-v'}+x\right)-\frac{v'}{v''-v'}; \quad (3\text{-}15)$$

$$x_0''=2\left[\mu^2\left(\frac{v'}{v''-v'}+x\right)-\frac{v'}{v''-v'}\right]-x_0'. \quad (3\text{-}16)$$

Заменяем:

$$x=0{,}5(x'+x'')=0{,}5(x_0'+\Delta x_к+x''), \quad (3\text{-}17)$$

тогда

$$x_0''=\mu^2(x_0'+\Delta x_к+x'')-2\frac{v'}{v''-v'}(1-\mu^2)-x_0'=$$

$$=\mu^2(\Delta x_к+x'')-(1-\mu^2)\left(2\frac{v'}{v''-v'}+x_0'\right). \quad (3\text{-}18)$$

Вторым уравнением, которому должны удовлетворять величины μ и $\Delta x_к$, является тепловое уравнение:

$$Q=D_0\Delta x_0 r=D\Delta x r, \quad (3\text{-}19)$$

или

$$D_0\Delta x_0=D\Delta x, \quad (3\text{-}20)$$

где Δx_0 — приращение степени сухости в нормальном витке;
Δx — приращение степени сухости в развернутом витке.

Очевидно:

$$\Delta x_0=x_0''-x_0'; \quad (3\text{-}21)$$

$$\Delta x=x''-x'=x''-x'-\Delta x_к. \quad (3\text{-}22)$$

Следовательно,

$$D(x'' - x_0' - \Delta x_к) = D_0(x_0'' - x_0'); \tag{3-23}$$

$$\mu(x'' - x_0' - \Delta x_к) = x_0'' - x_0'; \tag{3-24}$$

$$x_0'' = x_0' + \mu(x'' - x_0' - \Delta x_к). \tag{3-25}$$

Формулы (3-18) и (3-25) дают:

$$x_0' + \mu(x'' - x_0' - \Delta x_к) = \mu^2(\Delta x_к + x'') - (1-\mu^2)\left(2\frac{v'}{v''-v'} + x_0'\right). \tag{3-26}$$

Из этого равенства определяем величину

$$\Delta x_к = \frac{x_0' + \mu(x'' - x_0') - \mu^2 x'' + (1-\mu^2)\left(2\frac{v'}{v''-v'} + x_0\right)}{\mu + \mu^2}. \tag{3-27}$$

После несложных алгебраических преобразований получаем:

$$\Delta x_к = \frac{1-\mu}{\mu}\left(\frac{x_0' - \mu x''}{1+\mu} + 2\frac{v'}{v''-v'} + x_0'\right). \tag{3-28}$$

Из этой формулы следует, что при $\mu = 1$ значение $\Delta x_к = 0$, а при $\mu = 0$ получим $\Delta x_к = \infty$.

Подставляя найденное значение $\Delta x_к$ в формулу (3-18), получим:

$$x_0'' = \mu x'' - (1-\mu)\left(\frac{x_0' + \mu x''}{1+\mu} - \frac{2v'}{v''-v'}\right). \tag{3-29}$$

При $\mu = 1$ получим $x_0'' = x''$ (т. е. идеальный раздающий коллектор).

Подсчет должен вестись по формулам (3-29), (3-27) или (3-28).

Определив величину $\Delta x_к$, соответствующую данному значению x_0' и выбранному типу коллектора, из формулы (3-27) или (3-28) определяют величину μ, а затем по формуле (3-29) — величину x_0''.

3-3. НЕИДЕАЛЬНЫЙ КОЛЛЕКТОР ПРИ $\varepsilon > 1$

В этом случае гидродинамическое уравнение остается без изменения, тепловое же уравнение примет вид:

$$\varepsilon D_0 \Delta x_0 r = D \Delta x r, \tag{3-30}$$

т. е. предполагается наихудший случай, когда виток, в который поступает наиболее сухой пар и в наименьшем количестве ($D < D_0$), воспринимает в ε раз большее количество тепла, чем „средний" виток.

Аналогично тому, как и выше, получим:

$$\varepsilon (x_0'' - x_0') = \mu (x'' - x_0' - \Delta x_к), \tag{3-31}$$

или

$$x_0'' = x_0' + \frac{\mu}{\varepsilon}(x'' - x_0' - \Delta x_к). \tag{3-32}$$

Уравнение (3-18) остается без изменения, следовательно,

$$x_0' + \frac{\mu}{\varepsilon}(x'' - x_0' - \Delta x_к) = \mu^2(\Delta x_к + x'') - (1 - \mu^2)\left(2\frac{v'}{v'' - v'} + x_0'\right). \tag{3-33}$$

Отсюда определяем величину

$$\Delta x_к = \frac{x_0' + \frac{\mu}{\varepsilon}(x'' - x_0') - \mu^2 x'' + (1 - \mu^2)\left(2\frac{v'}{v'' - v'} + x_0\right)}{\frac{\mu}{\varepsilon} + \mu^2}. \tag{3-34}$$

Подставляя найденное значение $\Delta x_к$ в формулу (3-25) получим среднее значение степени сухости в собирающем коллекторе:

$$x_0'' = \frac{\mu}{\varepsilon} x'' + x'\left(1 - \frac{\mu}{\varepsilon}\right) - \frac{x_0' + \frac{\mu}{\varepsilon}(x'' - x_0') - \mu^2 x'' + (1 - \mu^2)\left(2\frac{v'}{v'' - v'} + x_0'\right)}{1 + \varepsilon\mu} =$$

$$= x_0' + \frac{\mu}{\varepsilon}(x'' - x_0')\left(1 - \frac{1}{1 + \varepsilon\mu}\right) - \frac{x_0' - \mu^2 x'' + (1 - \mu^2)\left(2\frac{v'}{v'' - v'} + x_0'\right)}{1 + \varepsilon\mu}. \tag{3-35}$$

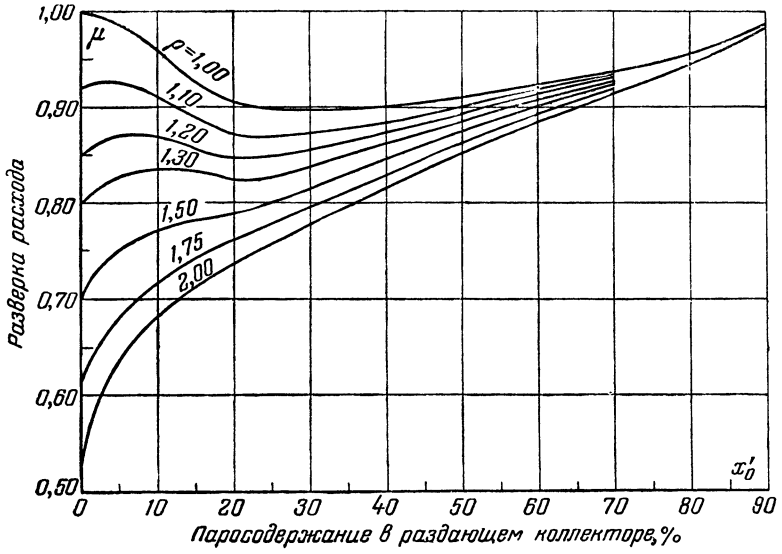


Рис. 3-6. Разверка расхода в зависимости от начальной сухости пара при $p = 35$ *ата* и $x_{макс} = 95\%$.

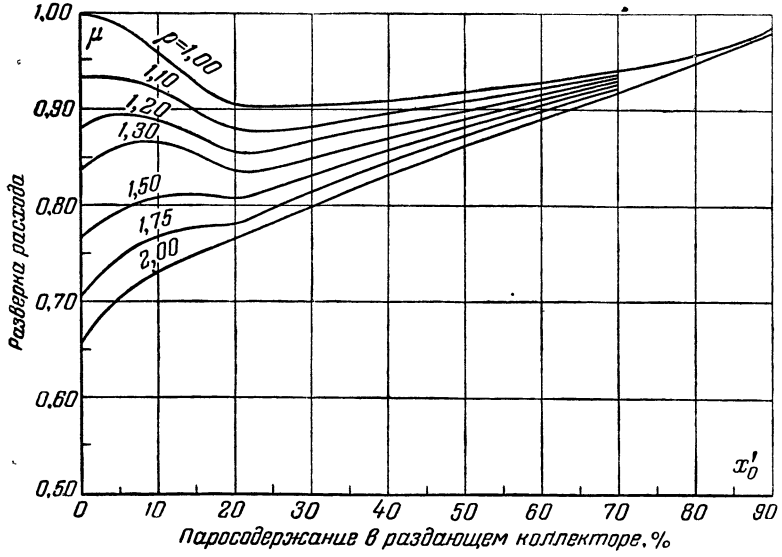


Рис. 3-7. Разверка расхода в зависимости от начальной сухости пара при $p = 100$ *ата* и $x''_{макс} = 95\%$.

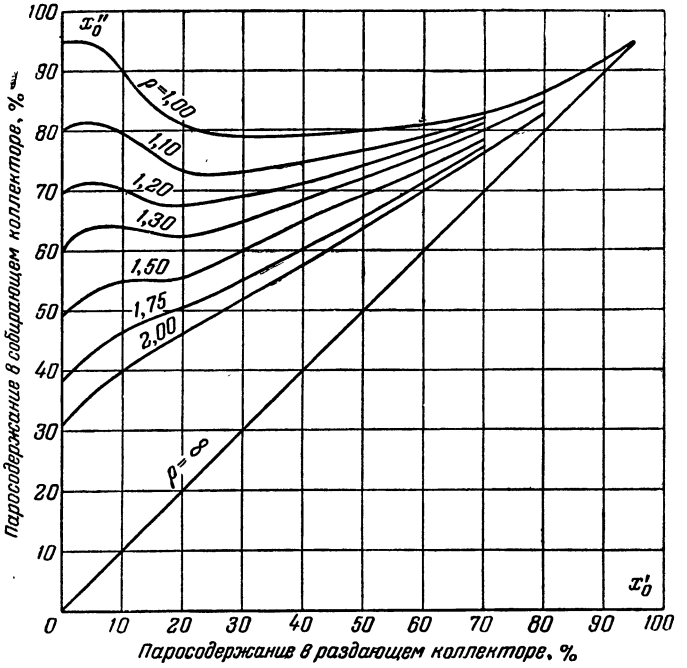


Рис. 3-8. Максимально допустимое паросодержание на выходе из парообразующих витков в зависимости от начальной сухости пара при $p = 35$ *ата* и $x''_{\text{макс}} = 95\%$.

Задаваясь тем или иным значением ε и выбирая, например, по рис. 3-3 величину $\Delta x_к$, соответственно данному значению x_0, находим из формулы (3-34) величину μ, и подставляя ее в формулу (3-35), находим соответствующее значение x_0''.

На рис. 3-6 — 3-9 показаны зависимости между x_0'' и x_0' и между μ и x_0', построенные по формулам (3-34) и (3-35) для давлений 35 и 100 *ата*. Значения $\Delta x_к$ определялись по рис. 3-3. Сравнение этих графиков показывает, что давление пара очень слабо сказывается на значениях μ и x_0''. Поэтому эти диаграммы могут быть использованы и для других давлений.

Применение этих диаграмм для определения мест установки смесительных коллекторов чрезвычайно упрощает рас-

чет. Пусть, например, $p=110$ *ата* и $i_0=270$ *ккал/кг*. Принимая $\rho=1{,}20$, найдем на рис. 2-8 $x''_{01}=47\%$. Следовательно, первый коллектор должен ставиться в том пункте пароводяного тракта, где $x=47\%$. Очевидно, для следующего коллектора $x'_0=x''_{01}=47\%$. По рис. 3-7 $x''_{02}=73\%$. Принимая $x'_{01}=73\%$, находим, что $x''_{03}=82\%$.

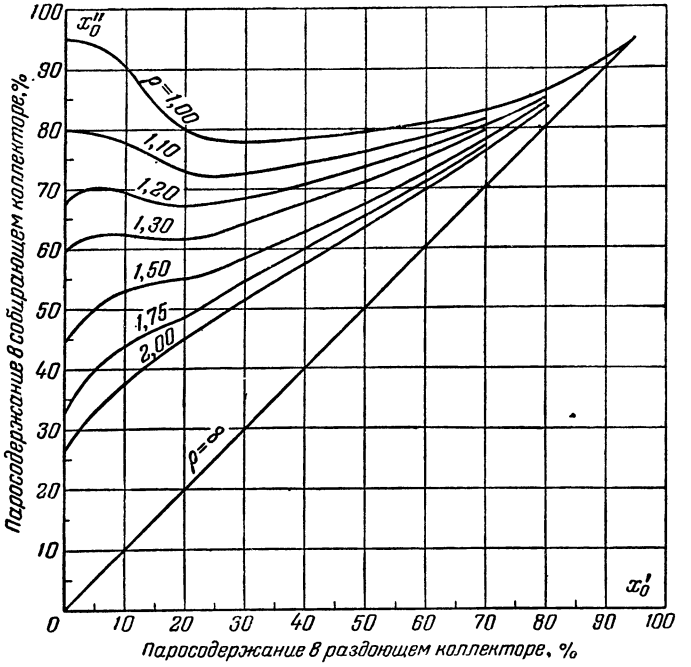


Рис. 3-9. Максимально допустимое паросодержание на выходе из парообразующих витков в зависимости от начальной сухости пара при $p=100$ *ата* и $x''_{\text{макс}}=95\%$.

С таким значением степени сухости пар поступает в сепаратор или в вынесенную переходную зону. Значит, в данном случае достаточно установить два промежуточных смесительных коллектора: при $x=47\%$ и $x=73\%$.

В советских промышленных прямоточных котлах высокого давления при степени сухости пароводяной смеси на выходе из нижней радиационной части, равной 70—85%, промежуточные смесительные коллекторы не устанавливают. При этом выход на перегрев отдельных витков нижней

радиационной части не отмечается. Сравнительно с рассмотренным примером это обусловлено меньшим значением p и более высоким теплосодержанием воды на входе.

Расчет следует производить для минимально возможного значения i_0. При этом нужно проверить, нет ли необходимости в установке дроссельных шайб для витков первого участка, где на входе — вода. Дроссельные шайбы могут понадобиться для устранения пульсации или для придания устойчивости гидродинамической характеристике. Однако при наличии смесительных коллекторов установленных по пароводяному тракту, необходимый перепад давления в дроссельных шайбах значительно снижается.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

КОЛЕБАНИЯ РАСХОДА В ПАРООБРАЗУЮЩИХ ТРУБАХ

4-1. ПОСТАНОВКА ВОПРОСА

В предыдущих главах были получены и исследованы закономерности установившегося потока в парообразующих трубах прямоточного котла. У такого потока скорость, плотность, давление и теплосодержание движущегося рабочего тела являются непрерывными, конечными функциями координат и не зависят от времени, а расход одинаков в любом поперечном сечении трубы.

Для осуществления в парообразующем витке такого потока необходимы следующие пять условий:

1. Подача воды W должна быть постоянна.
2. Теплосодержание подаваемой воды i_0 должно быть постоянным.
3. Количество передаваемого тепла Q должно быть постоянным.
4. Распределение передаваемого количества тепла Q по длине витка должно быть неизменным во времени.
5. Давление среды, в которую происходит выдача пара, должно быть постоянным.

Несоблюдение любого из этих условий приводит к расхождению мгновенных одновременных значений величин подачи воды W и выдачи пара D. Рассмотрим, как возникает это расхождение в задросселированном на входе парообразующем витке (рис. 4-1). Примем, что вначале поток

в витке — установившийся, а количество передаваемого тепла равно Q. Примем распределение тепла по длине витка равномерным, и тогда $q = \frac{Q}{l} = \text{const}$ для любого участка витка. Так как поток установившийся, то $W = D$ и длина подогревательного участка

$$l'_1 = \frac{(i' - i_0)W}{q} = \frac{(i' - i_0)W}{Q} l, \qquad (4\text{-}1)$$

где i' — теплосодержание кипящей воды, соответствующее давлению в точке закипания.

Пусть условия работы витка изменились таким образом, что по прошествии некоторого времени, которое назо-

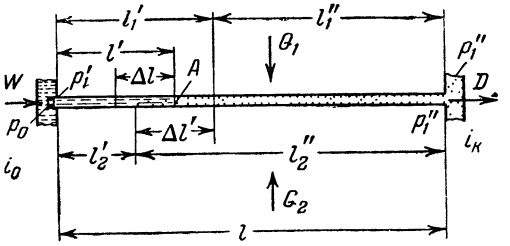


Рис. 4-1. Принципиальная схема парообразующего витка прямоточного котла.

вем переходным периодом, в витке установилась новая величина $l'_2 < l'_1$. Обращаясь к формуле (4-1), видим, что это могло произойти в результате действия хотя бы одной из следующих причин:

1) уменьшилась подача воды в виток W;

2) увеличилось теплосодержание воды на входе в виток i_0;

3) увеличилась тепловая нагрузка витка Q;

4) увеличилось теплонапряжение q в подогревательном участке витка и снизилось в испарительном участке, причем тепловая нагрузка Q осталась неизменной;

5) уменьшилось теплосодержание кипящей воды i' из-за снижения давления в витке.

В течение переходного периода происходит уменьшение водосодержания витка и увеличение его паросодержания в соответствии с изменениями длин l' и l''. Обозначая через

τ — время и через B — весовую емкость витка получим для переходного периода уравнение сплошности:

$$W d\tau = D d\tau + dB, \tag{4-2}$$

откуда

$$D = W - \frac{dB}{d\tau}. \tag{4-3}$$

Здесь D и W — мгновенные значения расходов пара и воды. При уменьшении емкости витка B производная $\frac{dB}{d\tau}$ — отрицательна и, следовательно, $D > W$; при увеличении B эта производная положительна, и тогда $D < W$.

Следовательно, в течение переходного периода будет иметь место расхождение расходов по воде и пару.

При некоторых условиях раз возникшее расхождение величин W и D как для отдельных витков, так и для котла в целом может непрерывно изменяться с определенным периодом. Такое закономерное, само по себе повторяющееся изменение расхода во времени и по длине витков с более или менее постоянными периодом и амплитудами μ_W и μ_D называют пульсацией.

Теоретически расхождение величин W и D хотя бы в одном из параллельно включенных витков прямоточного котла влечет за собой нарушение стационарности режима работы котла в целом. Практически же весьма сильные колебания расхода в ряде витков могут не вызывать заметных колебаний в подаче питательной воды и выдаче пара котлом. В качестве примера можно привести котел СППН-200/35, в котором сильнейшая пульсация потока в витках радиационной части никак не сказывалась ни на подаче питательной воды, осуществляемой центробежным насосом, ни на выдаче пара котлом.

Рассмотрим возможность соблюдения вышеприведенных пяти условий существования установившегося потока как для отдельных витков парообразующей части, так и для котла в целом, предполагая, что котел должен работать с постоянной нагрузкой и с неизменными параметрами пара на выходе.

Первое условие — постоянство подачи воды — для котла в целом может быть осуществлено при помощи поршневого питательного насоса. При центробежном питательном насосе колебания подачи воды могут быть приведены к весьма незначительной величине посредством установки

регулятора питания. При этом насос должен иметь достаточный запас по напору. Постоянство подачи питательной воды, однако, еще не обеспечивает постоянства раздачи воды по отдельным параллельно включенным виткам парообразующей части котла.

Предположим, что тепловосприятие Q одного из параллельно включенных витков парообразующей части котла увеличилось. Тогда в этом витке возрастет количество выдаваемого пара и, следовательно, давление в точке закипания воды повысится, а подача воды в виток сократится на некоторую величину ΔW. Если при этом подача воды во входной коллектор останется прежней, то суммарная подача воды в остальные витки возрастет на ту же величину ΔW. Давление за дроссельной шайбой в рассматриваемом витке (рис. 4-1)

$$p_1' = p_0 - R_ш W_1^2 \qquad (4\text{-}4)$$

увеличится до значения (предполагая, что $p_0 = \text{const}$)

$$p_2' = p_0 - R_ш (W_1 - \Delta W)^2. \qquad (4\text{-}5)$$

Здесь $R_ш$ — коэффициент сопротивления дроссельной шайбы, зависящий от ее диаметра и от коэффициента расхода.

Пользуясь уравнением (4-4), исключаем из уравнения (4-5) величину p_0, и решая его относительно ΔW, находим:

$$\Delta W = W_1 - \sqrt{W_1^2 - \frac{p_2' - p_1'}{R_ш}}. \qquad (4\text{-}6)$$

Следовательно,

$$W_2 = W_1 - \Delta W = \sqrt{W_1^2 - \frac{p_2' - p_1'}{R_ш}}, \qquad (4\text{-}7)$$

или

$$\frac{W_2}{W_1} = \sqrt{1 - \frac{p_2' - p_1'}{R_ш W_1^2}} = \sqrt{1 - \frac{p_2' - p_1'}{\Delta p_{1ш}}}. \qquad (4\text{-}8)$$

Чем выше перепад давления в дроссельной шайбе $\Delta p_{1ш}$, тем меньше сокращение подачи воды в виток ΔW, но для того чтобы это сокращение равнялось нулю, необходимо, чтобы перепад давления в дроссельной шайбе был бесконечно большим, что, конечно, невозможно, или чтобы уве-

личение тепловосприятия было одинаковым и синхронным для всех витков, что, конечно, крайне маловероятно.

Поэтому и при постоянстве подачи воды в котел из-за колебаний тепловосприятия отдельных витков неизбежны колебания подачи воды для всех витков парообразующей части котла. Подробнее этот вопрос рассматривается ниже.

Второе условие — постоянство теплосодержания подаваемой воды — обычно с достаточной точностью выдерживается для котла в целом. Для парообразующей части прямоточного котла это условие может быть соблюдено только в том случае, если постоянна подача воды в котел и постоянна теплоотдача конвективного экономайзера.

Третье и четвертое условия, требующие постоянства теплоотдачи во времени и в пространстве, тем точнее могут быть выдержаны, чем равномернее идет процесс горения в топке. С этой точки зрения наиболее благоприятным является отопление жидким или газообразным топливом при большом количестве горелок малой производительности, с тем чтобы случайный выход из строя отдельных горелок не сказывался существенно на работе топки. Равным образом и при пылеугольном отоплении следует предпочитать горелки малой производительности и стремиться к тому, чтобы была обеспечена равномерная подача пыли в топку.

Пятое условие для витков парообразующей части котла сводится к требованию постоянства давления в выходном коллекторе, для чего необходимо одновременное соблюдение остальных четырех условий и, кроме того, — обеспечение постоянства давления в паровой магистрали.

Подводя итог, необходимо признать, что совершенно строгое соблюдение условий, необходимых для сохранения установившегося движения рабочего тела в прямоточном котле, невозможно даже при практически постоянной нагрузке котла. Следовательно, здесь может идти речь только о большем или меньшем приближении к установившемуся движению.

Вместе с тем в работе котла бывают периоды намеренного изменения нагрузки или параметров пара, при которых неустановившееся движение является неизбежностью. Опыт показывает, что при изменении режима работы прямоточного котла расхождение величин W и D как у отдельных витков парообразующей части, так и у котла в целом может быть весьма значительным. Например, резкое увеличение тепловой нагрузки может вызвать значительное увеличение расхода пара, сопровождаемое сокращением

подачи воды в витки до нуля или даже до отрицательной величины.

Переходный участок витка $\Delta l'$ (рис. 4-1) является той зоной, в которой расход изменяется от значения W до значения D. Для витка в целом рассматриваемый режим характеризуется уравнением (4-2), показывающим, что водяная емкость витка играет роль аккумулятора и тем самым нарушает непрерывность расхода по длине витка.

Возможные опасности расхождения величин W и D заключаются в следующем:

1. Сокращение подачи воды в витки парообразующей части прямоточного котла может оказаться настолько значительным, что охлаждение металла труб станет недостаточным, в результате чего появятся отдулины и разрывы труб.

2. Периодические колебания температуры металла, связанные с изменениями условий теплоотдачи от стенок к воде или к пароводяной смеси, могут вызвать кольцевые трещины в стенках труб.

3. При недостаточном напоре центробежного питательного насоса возможно прекращение подачи воды в котел из-за резкого роста паровой нагрузки.

Следовательно, расхождения величин W и D как для котла в целом, так и для отдельных витков парообразующей части должны находиться в таких пределах, при которых они не нарушают устойчивости и надежности работы котла.

С этой точки зрения должны быть исследованы закономерности процесса расхождения расходов, а также изучен вопрос о возможном сокращении пределов расхождения W и D посредством наиболее рациональной компоновки парообразующей части прямоточного котла.

4-2. ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Наиболее частой причиной резкого расхождения расходов воды и пара как по котлу в целом, так и в отдельных витках парообразующей части является повышение теплоотдачи при регулировании температуры пара топливом или при подъеме нагрузки котла. Этот случай главным образом и будем иметь в виду в нашем исследовании, которое проведем применительно к одному из параллельно включенных витков парообразующей части прямоточного котла и применительно к котлу в целом.

Рассмотрим сначала наиболее общий случай: увеличение тепловой нагрузки для многовиткового прямоточного котла, питаемого от центробежного насоса при отсутствии регулятора питания. На рис. 4-2 показана принципиальная схема протекания переходного процесса для этого случая. Теплоотдача от величины Q_1 возросла до величины Q_2. Тотчас же вслед за увеличением теплоотдачи начинается рост паровой нагрузки котла D за счет уменьшения весовой емкости парообразующих витков B. При этом давление в котле растет, вследствие чего подача воды W насосом уменьшается в соответствии с ростом давления в котле и с характеристикой питательного насоса. В некоторый момент времени паровая нагрузка достигает максимального значения $D_{макс}$, в этот же момент подача воды в котел снижается до минимального значения $W_{мин}$.

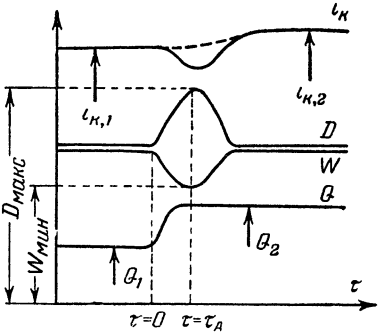


Рис. 4-2. Расхождение расходов воды и пара в прямоточном котле при повышении его тепловой нагрузки.

Характер изменения теплосодержания пара на выходе из котла $i_к$ зависит, как будет показано в дальнейшем, не только от величины прироста тепловой нагрузки, но и от того, в каком месте по тракту парообразующих витков котла произошло увеличение теплоотдачи.

Вместе с тем влияние места приложения повышенной тепловой нагрузки не сказывается на характере кривых $D=f(\tau)$ и $W=f(\tau)$, но сказывается на абсолютных значениях расходов и на продолжительности их расхождения.

В самом общем случае конечное теплосодержание пара $i_к$ сначала уменьшается, как показано на рис. 4-2 сплошной линией, а затем возрастает до нового равновесного значения.

В частном случае — пунктирная линия на рис. 4-2 — понижение $i_к$ не имеет места.

Рис. 4-3 показывает, как протекает этот процесс в котле 51СП 230/100.

В течение переходного периода по водяному тракту от питательного насоса и до места начала кипения движется

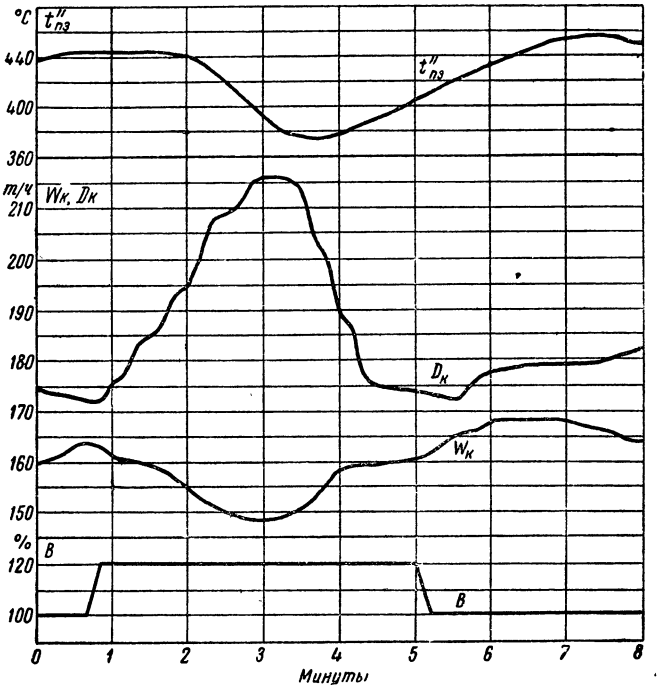


Рис. 4-3. Динамика переходного процесса в котле 51СП 230/100 при резком увеличении подачи топлива.

B — расход топлива; $W_к$ — подача питательной воды; $D_к$ — паропроизводительность котла; $t''_{п.з}$ — температура пара на выходе из переходной зоны.

переменный во времени расход W, в то время как по паровому тракту, до места включения котла в общую паровую магистраль, движется переменный во времени расход D. Границей расхода W является начало кипения в парообразующих трубах, перемещающееся во время переходного периода навстречу движению воды. Начальное сечение расхода D, находящееся в зоне начала парообразования, также перемещается навстречу движению воды. Местоположение этого сечения не может быть указано с такой определенностью, как конечное сечение расхода W, так как между расходами W и D должны существовать промежуточные значения расходов.

Примем, что переходный участок $\Delta l'$ является зоной, в которой происходит пространственное изменение расхода

от значения W до значения D. Считая, что до этой зоны мгновенное значение расхода для любого сечения трубы равно W, а после этой зоны оно равно D, мы тем самым предполагаем, что скорости течения в участках трубы до и после этой зоны изменятся мгновенно по всей длине каждого из этих участков.

Скорость изменения расхода и давления по длине трубы зависит от упругих свойств жидкости и материала стенок трубы [Л .1]. Для воды, движущейся по металлическому трубопроводу, эта скорость очень велика, вследствие чего, например, в теории гидравлического удара изменение скорости принимается одновременным для всей трубы. Для газообразной среды эта скорость меньше, чем для жидкой, но во всяком случае величина ее такого же порядка, как величина скорости звука в данной среде, т. е. больше, чем скорость движения самой среды в трубах. Это дает основание применять одновременность изменения расхода по длине трубы для пара так же, как и для воды.

Наблюдения над потоком воды в стеклянной трубке при атмосферном давлении с внутренним электрообогревом, проведенные в Бюро прямоточного котлостроения, показали, что движение в переходном участке имеет сложную форму. По мере роста температуры воды в этом участке начало кипения перемещается навстречу потоку воды, в котором происходит интенсивное возникновение паровых пузырей. Увеличиваясь и перемещаясь по направлению потока, эти пузыри вытесняют воду вначале по направлению потока, а потом частично и в обратном направлении. Так как начальный располагаемый напор становится недостаточным для отвода увеличившегося количества пара, то давление в переходном участке растет. Вследствие этого расход по воде W начинает сокращаться, а рост температуры воды в водоподогревательном участке витка от этого еще более усиливается, что ускоряет парообразование.

В некоторых случаях очаг кипения в начале переходного участка возникает раньше, чем вся масса воды в этом участке достигнет температуры кипения. Вследствие этого в трубе получаются водяные пробки, которые пар вытесняет с относительно большой скоростью по направлению движения потока, что влечет за собой особенно резкий подъем давления в трубе и резкое сокращение подачи воды до нуля или даже до отрицательных значений.

Перемещение начала кипения во встречном по отношению к потоку направлении и появление паровых пузырей

в массе воды нарушают условия непрерывности потока в переходном участке, в котором появляются пространства, попеременно занятые то водой, то паром, и возникает резкий переход от малых скоростей движения воды в некипящей зоне к большим ее скоростям в водяных пробках, вытесняемых паром.

Переход от расхода по воде W к расходу по пару D, растягивающийся на неопределенную по протяженности зону в переходном участке, началом которой является перемещающаяся граница кипения, практически удобнее всего отнести именно к этой границе. Представим эту границу в виде некоторой поверхности, при переходе через которую расход скачкообразно изменяется от значения W до значения D. Тем самым мы уподобляем проходящий процесс разрывному движению, а на переходный участок распространяем закономерности движения, принятые для испарительной части витка.

Таким образом, определив для какого-либо момента длину l' подогревательного участка парообразующего витка, получим длину испарительного участка $l'' = l - l'$, где l — общая длина витка.

Основные уравнения разрывного движения как для парообразующего витка, так и для котла в целом могут быть составлены только при введении ряда упрощающих предположений, часть которых была упомянута выше. Дадим сводку основных общих упрощений.

1. Изменение давления в переходном участке происходит в строгом соответствии с изменением гидравлического сопротивления парового тракта.

2. Переходный участок является местом появления разрыва потока, поэтому для него уравнения гидродинамики, предполагающие непрерывность потока, недействительны. При составлении уравнений включаем переходный участок в испарительную часть витка, считая, что разрыв происходит в плоскости, ограничивающей начало кипения.

3. В каждом из трактов — водяном и паровом — изменение расхода по длине происходит мгновенно.

4. Изменение теплоотдачи происходит мгновенно, без учета запаздываний из-за тепловой инерции металла труб.

5. Единственной потерей напора считаем фрикционную, пренебрегая нивелирной и скоростной слагающими общей затраты напора.

6. Уравнения составляются для момента времени, соответствующего наличию расходов $W_{\text{мин}}$ и $D_{\text{макс}}$. Для

этого момента производные $\frac{dW}{d\tau}$ и $\frac{dD}{d\tau}$ равны нулю, следовательно, равна нулю затрата напора на преодоление инерции жидкости, т. е. можно принять уравнения установившегося движения. Следует отметить, что из-за относительно медленного изменения расходов инерционная составляющая затраты напора вообще пренебрежимо мала.

7. Скорости воды и пара при движении пароводяной смеси, как правило, принимаем одинаковыми, соответствующими мгновенному расходу.

8. Пренебрегаем изменяемостью от давления удельных объемов v' и v'', определяя их по среднему давлению в витке.

Допустимость этих и других упрощений в конечном счете должна быть проверена путем сравнения основных выводов теории с практическими результатами. Здесь необходимо только сделать несколько замечаний по поводу основных задач исследования.

Опыт работы прямоточных котлов Рамзина показывает, что возможны условия, при которых рост тепловой нагрузки витков вызывает снижение подачи воды в витки до нуля или даже до отрицательной величины. При достаточной продолжительности нулевой или близкой к нулю подачи на витках появляются отдулины и трещины вследствие перегрева металла стенок. С этой точки зрения основной интересующей нас величиной является $W_{\text{мин}}$ (рис. 4-2), а остальные переменные величины рассматриваются только в соответствии с их влиянием на величину $W_{\text{мин}}$.

Следует отметить, что продолжительность и характер изменения величин, участвующих в переходных процессах, имеют существенное значение в теории регулирования прямоточных котлов, которая должна основываться на совместном изучении гидродинамических и тепловых процессов. Но это — задачи, решение которых выходит за пределы гидродинамики прямоточного котла.

Возвращаясь к рассмотрению случая изменения тепловой нагрузки котла (рис. 4-2), примем равномерное распределение общего расхода и тепловой нагрузки между отдельными витками, а также одинаковое и одновременное для всех витков котла изменение тепловой нагрузки.

Общий ход решения задачи следующий.

При работе прямоточных котлов в переменном режиме наблюдается, как будет показано в дальнейшем, достаточ-

но строгая зависимость между мгновенными значениями Q и D:

$$D = f(Q). \tag{4-9}$$

В связи с этим в зависимости от величины и характера изменения тепловой нагрузки Q может быть определена величина $D_{макс}$.

В зависимости от величины $D_{макс}$ должна быть определена величина $W_{мин}$ — из уравнения перепадов давления, которое в символической форме имеет вид:

$$p_н = p_м + \Delta p_W + \Delta p_D, \tag{4-10}$$

где $p_н$ — напор питательного насоса;

Δp_W — перепад давления по всему водяному тракту, от насоса до точки начала кипения;

Δp_D — перепад давления по всему паровому тракту, от точки начала кипения до главной паровой магистрали, давление в которой, равное $p_м$, считаем постоянным.

В соответствии с принятыми выше допущениями уравнение (4-10) в интегральной форме для момента τ_A (рис. 4-2), соответствующего наличию расходов $D_{макс}$ и $W_{мин}$, примет вид:

$$p_н = p_м + D^2_{макс} R_{пар} v''' + \left(\frac{D_{макс}}{n_{пер}}\right)^2 R_{пер} v^{ср}_{пер} + \left(\frac{D_{макс}}{n_{п.з}}\right)^2 R_{п.з} v^{ср}_{п.з} + \left(\frac{D_{макс}}{n_{р.ч}}\right)^2 R''_{р.ч} v''_{ср} + \left(\frac{W_{мин}}{n_{р.ч}}\right)^2 R'_{р.ч} v'_{ср} + \left(\frac{W_{мин}}{n_{р.ч}}\right)^2 R_ш v''_э + \left(\frac{W_{мин}}{n_э}\right)^2 R_э v^{ср}_э + W^2_{мин} R_{пит} v'_{пит} + W^2_{мин} R_{вент} v'_{пит}. \tag{4-11}$$

В правой части этого уравнения к давлению в магистрали $p_м$ прибавлены потери давления: в паропроводе котла, в пароперегревателе, в переходной зоне, в испарительной зоне парообразующей части котла, в подогревательной зоне парообразующей части котла, в дроссельных шайбах парообразующих витков, в конвективном эконо-

майзере, в питательной магистрали и в регулирующем вентиле. Сопротивления соединительных трубопроводов и коллекторов котла не учтены, так как они обычно невелики по сравнению с сопротивлением остальных элементов пароводяного тракта установки.

Буквой n с различными индексами обозначены числа параллельных витков в пакетах котла. Величина R представляет собой совокупность геометрических факторов, определяющих сопротивление элемента. Для трубы диаметром d, *см*

$$R_{тр} = 6\,376 \frac{\lambda}{d^5} l, \tag{4-12}$$

для дроссельной шайбы диаметром $d_ш$, *мм*

$$R_ш = \frac{\kappa . 10^6}{d_ш^4}, \tag{4-13}$$

и для вентиля

$$R_{вент} = \xi_{вент} \frac{63{,}76}{d_{тр}^4}, \tag{4-14}$$

где $\xi_{вент}$ — коэффициент сопротивления вентиля, установленного в трубе с диаметром $d_{тр}$, *см*, зависящий от конструкции вентиля и величины его открытия.

Для парообразующего витка

$$R' = 6\,376 \frac{\lambda}{d^5} l' \tag{4-15}$$

и

$$R'' = 6\,376 \frac{\lambda}{d^5} l'', \tag{4-16}$$

где l' и l'' — переменные во время длины участков подогрева и испарения, в сумме равные длине витка:

$$l' + l'' = l = \text{const}. \tag{4-17}$$

Все значения R в уравнении (4-11), кроме R' и R'', постоянны; все значения удельных объемов в этом уравнении, кроме $v'_{мин}$, переменны. Пользуясь согласно принятому выше допущению средним давлением для каждого пакета котла, можем при определении удельных объемов ограничиваться зависимостью

$$v = f(i). \tag{4-18}$$

Следовательно, для подсчета средних арифметических значений удельных объемов в пакете необходимо знать теплосодержания рабочего тела на границах пакета:

$$i = f(Q, D, W). \tag{4-19}$$

Кроме того, для парообразующей части необходимо знать

$$l' = f(Q, W) \tag{4-20}$$

и

$$l'' = l - l'. \tag{4-21}$$

В левой части уравнения (4-11) стоит напор питательного насоса, величина которого определяется в зависимости от подачи насоса, равной в данном случае $W_{\text{мин}}$. Зависимость

$$p_{\text{н}} = f(W), \tag{4-22}$$

называемая характеристикой насоса, дается в виде кривой.

Переходя к случаю роста тепловой нагрузки лишь для одного из витков парообразующей части котла и предполагая при этом неизменность давления во входном и в выходном коллекторах парообразующей части, получим вместо уравнения (4-10)

$$d\Delta p' + d\Delta p'' = 0 \tag{4-23}$$

или в интегральной форме в соответствии с принятыми допущениями

$$\Delta p_{\text{р.ч}} = \left(\frac{D}{n_{\text{р.ч}}}\right)^2 R''_{\text{р.ч}} v''_{\text{ср}} + \left(\frac{W_{\text{мин}}}{n_{\text{р.ч}}}\right)^2 R'_{\text{р.ч}} v'_{\text{ср}} + \left(\frac{W_{\text{мин}}}{n_{\text{р.ч}}}\right)^2 R_{\text{ш}} v''_{\text{э}} = \text{const}. \tag{4-24}$$

Уравнения (4-11) и (4-24) являются основными расчетными уравнениями; первое — для случая роста тепловой нагрузки котла в целом; второе — для случая роста тепловой нагрузки только у одного из витков парообразующей части котла. Чтобы воспользоваться этими уравнениями, необходимо предварительно определить функциональные зависимости (4-9), (4-19) и (4-20). Для этого в свою очередь нужно знать величину и скорость изменения весовой емкости парообразующих витков котла.

4-3. ВЕСОВАЯ ЕМКОСТЬ ПАРООБРАЗУЮЩЕЙ ЧАСТИ

Весовые содержания воды и пара в витках парообразующей части при установившемся движении представляют собой постоянные величины. Вместе с тем при любых нарушениях установившегося движения происходят изменения весовой емкости парообразующей части, причем, как показано выше, эти изменения являются непосредственной причиной расхождения расходов W и D по величине.

Весовая емкость парообразующего витка при установившемся движении зависит не только от величины расхода и от параметров воды на входе и пара на выходе, но и от распределения тепловой нагрузки по длине витка.

1. Равномерно распределенная тепловая нагрузка. Пусть закон распределения тепловой нагрузки по длине витка выражается равенством

$$q = \frac{Q}{l} = \text{const}. \tag{4-25}$$

Тогда, имея в виду установившееся движение, для которого $W = D = \text{const}$, получим следующие соотношения:

$$l' = \frac{i' - i_0}{q} W = \frac{(i' - i_0) W}{Q} l; \tag{4-26}$$

$$\Delta i = \frac{Q}{W}; \quad i_к = i_0 + \Delta i = i_0 + \frac{Q}{W}; \tag{4-27}$$

$$x_к = \frac{i_к - i'}{r} = \frac{i_0 + \frac{Q}{W} - i'}{r} = \frac{\frac{Q}{W} - (i' - i_0)}{r}. \tag{4-28}$$

Водосодержание подогревательной части витка

$$B'_{в.п} = \frac{\pi d^2}{4} l' \gamma'_{ср} = \frac{\pi d^2}{4} \frac{i' - i_0}{Q} W l' \frac{1}{v'_{ср}} = V_в \frac{i' - i_0}{Q} \frac{W}{v'_{ср}}, \tag{4-29}$$

где $V_в$ — полный объем витка.

Водосодержание испаряющей части витка при равенстве скоростей воды и пара

$$B'_и = \frac{\pi d^2}{4} (l - l') \frac{1}{v''_{ср}} (1 - x_{ср}). \tag{4-30}$$

Заменяя

$$x_{ср} = \frac{x_к}{2} = \frac{\frac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}; \tag{4-31}$$

$$v''_{ср} = v' + x_{ср}(v'' - v') = v' + \frac{x_к}{2}(v'' - v'), \qquad (4\text{-}32)$$

получим после элементарных преобразований

$$B'_и = V_в\left(1 - \frac{i' - i_0}{Q} W\right) \frac{1 - \dfrac{\dfrac{Q}{W}(i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}. \qquad (4\text{-}33)$$

Следовательно, полное водосодержание витка

$$B' = V_в\left[\frac{i' - i_0}{Q}\frac{W}{v'_{ср}} + \left(1 - \frac{i' - i_0}{Q} W\right)\frac{\dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}\right]. \qquad (4\text{-}34)$$

Паросодержание витка

$$B'' = \frac{\pi d^2}{4}(l - l')\frac{1}{v''_{ср}} x_{ср} = V_в\left(1 - \frac{i' - i_0}{Q} W\right) \times$$

$$\times \frac{\dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}. \qquad (4\text{-}35)$$

Полная весовая емкость витка

$$B = V_в\left[\frac{i' - i_0}{Q}\frac{W}{v'_{ср}} + \frac{1 - \dfrac{i' - i_0}{Q} W}{v' + \dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}\right]. \qquad (4\text{-}36)$$

Как видим, при условии постоянства среднего давления в витке весовая емкость парообразующего витка зависит только от величины

$$\frac{Q}{W} = \Delta i,$$

т. е. от приращения теплосодержания в витке.

Для того чтобы оценить порядок величин B, определим водосодержание и паросодержание витка радиационной части прямоточного котла 200/35 [Л. 28]. Виток имеет $d = 44$ *мм* и $l = 220$ *м*, следовательно, $V_в = 0{,}785\ 0{,}044^2 \cdot 220 = 0{,}334$ *м*³. При нагрузке котла 120 *т/ч* расход $W = 2$ *т/ч*, так как радиационная часть состоит из 60 параллельных витков. Тепловая нагрузка витка $Q = 794\,000$ *ккал/ч* и $\Delta i = 397$ *ккал/кг*. Примем $i_0 = 182$ *ккал/кг* и $p_{ср} = 34$ *ата*. Тогда $i' = 247{,}5$ *ккал/кг*; $r = 422{,}1$ *ккал/кг*; $v' = 0{,}001229$ *м*³/*кг*; $v'' = 0{,}05995$ *м*³/*кг*; $v_0 = 0{,}001127$ *м*³/*кг*; $v'_{ср} = 0{,}5\,(0{,}001229 + 0{,}001127) = 0{,}001178$ *м*³/*кг*; $i_к = 579$ *ккал/кг*; $x_к = 78{,}5\%$.

Пользуясь этими значениями и формулами (4-29), (4-33) — (4-36), находим:

	кг	%
Водосодержание подогревательной части . . .	$B'_{в.п} = 46{,}8$	80,3
» испаряющей части	$B'_и = 7{,}0$	12,0
Полное водосодержание витка	$B' = 53{,}8$	92,3
Паросодержание витка	$B'' = 4{,}5$	7,7
Полная весовая емкость витка	$B = 58{,}3$	100

На рис. 4-4 дан график изменения этих величин в зависимости от отношения $\frac{Q}{Q_0}$ или, что то же самое, от отношения $\frac{W_0}{W}$, считая $Q_0 = 794\,000$ *ккал/ч*, $W_0 = 2$ *т/ч*. На этом же графике показано изменение степени сухости пара на выходе из витка $x_к$. Из рис. 4-4 видно, что весовое паросодержание витка при практически возможных по величине колебаниях Q и W изменяется очень мало. Поэтому можно считать, что весовая емкость витка изменяется только за счет водосодержания.

Отметим, что при равномерном распределении тепловой нагрузки по длине витка равномерное же ее изменение по своему влиянию на конечную величину B равноценно одинаковому по относительной величине, но обратному по направлению изменения расхода W.

Иное получается при сосредоточенном изменении тепловой нагрузки, распределенной вначале равномерно. Пусть при равномерном вначале распределении тепловой нагрузки по длине витка произойдет ее увеличение только в подогревательной части витка. Определим величину весовой емкости витка для нового установившегося состояния, предполагая, что $W = \text{const}$.

Обозначим суммарный прирост тепла через ΔQ. Тогда получим:

$$l' = \frac{i' - i_0}{\frac{Q}{l} + \frac{\Delta Q}{l'}} W, \qquad (4\text{-}37)$$

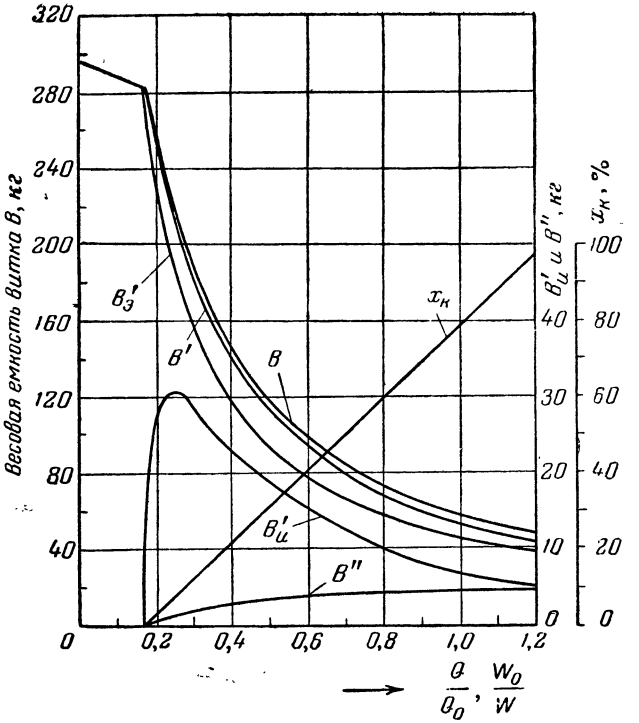


Рис. 4-4. Изменение емкости парообразующего витка котла 200/35-2 и сухости пара на выходе из витка в зависимости от изменения нагрузки.

откуда

$$l' = \frac{(i' - i_0)W - \Delta Q}{Q} l. \qquad (4\text{-}38)$$

Далее,

$$\Delta i = \frac{Q + \Delta Q}{W}; \quad i_к = i_0 + \Delta i = i_0 + \frac{Q + \Delta Q}{W}; \qquad (4\text{-}39)$$

$$x_к = \frac{i_к - i'}{r} = \frac{\frac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{r}. \qquad (4\text{-}40)$$

Водосодержание подогревательной части витка

$$B'_{в.п} = \frac{\pi d^2}{4} l' \frac{1}{v'_{ср}} = V_в \frac{(i' - i_0)W - \Delta Q}{Q} \frac{1}{v'_{ср}}. \qquad (4\text{-}41)$$

Водосодержание испаряющей части витка

$$B'_{\text{и}} = \frac{\pi d^2}{4}(l - l')\frac{1}{v''_{\text{ср}}}(1 - x'_{\text{ср}}) =$$

$$= V_{\text{в}}\left[1 - \frac{(i' - i_0)W - \Delta Q}{Q}\right]\frac{1 - \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}. \quad (4\text{-}42)$$

Паросодержание витка

$$B'' = \frac{\pi d^2}{4}(l - l')\frac{1}{v''_{\text{ср}}}x_{\text{ср}} =$$

$$= V_{\text{в}}\left[1 - \frac{(i' - i_0)W - \Delta Q}{Q}\right]\frac{\dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}. \quad (4\text{-}43)$$

Полная весовая емкость

$$B = V_{\text{в}}\left[\frac{(i' - i_0)W - \Delta Q}{Q}\frac{1}{v'_{\text{ср}}} + \frac{1 - \dfrac{(i' - i_0)W - \Delta Q}{Q}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}\right]. \quad (4\text{-}44)$$

Предположим теперь, что весь прирост тепловой нагрузки распределен равномерно вдоль испаряющей части витка. Тогда водосодержание подогревательной части витка остается без изменения и может быть определено по формуле (4-29).

Водосодержание испаряющей части витка

$$B'_{\text{и}} = V_{\text{в}}\left(1 - \frac{i' - i_0}{Q}W\right)\frac{1 - \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')} \quad (4\text{-}45)$$

и паросодержание витка

$$B'' = V_{в}\left(1 - \frac{i' - i_0}{Q} W\right) \frac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{v' + \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r} (v'' - v')}. \quad (4\text{-}46)$$

Полная весовая емкость

$$B = V_{в}\left[\frac{i' - i_0}{Q} \frac{W}{v'_{ср}} + \frac{1 + \dfrac{i' - i_0}{Q} W}{v' + \dfrac{\dfrac{Q + \Delta Q}{W} - (i' - i_0)}{2r} (v'' - v')}\right]. \quad (4\text{-}47)$$

Если для условий вышеприведенного примера (стр. 97) подсчитать водяную емкость витка при изменении тепловой нагрузки на 10%, то в соответствии с распределением прироста тепла получим следующие результаты:

	$B'_{в.п.}$, кг	$B'_{и}$, кг	B', кг	ΔB, кг
Исходное состояние $Q = 1{,}0$	46,8	7,0	53,8	—
$\Delta Q = 0{,}1Q$ — в зоне испарения	46,8	6,0	52,8	1,0
$\Delta Q = 0{,}1Q$ равномерно по витку	42,9	6,0	48,9	4,9
$\Delta Q = 0{,}1Q$ в зоне подогрева	18,4	6,5	24,9	28,9

Из таблицы видно, что одинаковое по величине изменение тепловой нагрузки вызывает различное изменение весовой емкости витка в зависимости от характера распределения прироста тепла. Наиболее резкое сокращение водяной емкости получается при увеличении тепловой нагрузки в подогревательной зоне и наименьшее — при увеличении ее в испарительной части.

Из вышеприведенных формул и из примера ясно, что результаты, получаемые посредством сосредоточенного изменения тепловой нагрузки, не могут быть достигнуты только изменением подачи воды в виток, другими словами, в этом случае рост тепловой нагрузки не равноценен какому-либо уменьшению подачи воды в виток.

2. Неравномерно распределенная тепловая нагрузка. В этом случае имеет значение главным образом соотношение средних удельных тепловых нагрузок подогревательной и испарительной зон. Неравномерность распределения тепла внутри этих зон не оказывает существенного влия-

ния на весовую емкость витка. Примем, что отношение средней удельной тепловой нагрузки в подогревательной зоне к средней удельной тепловой нагрузке всего витка равно n. Тогда получим:

$$l' = \frac{i' - i_0}{nQ} Wl; \tag{4-48}$$

$$B'_{в.п} = V_в \frac{i' - i_0}{nQ} W \frac{1}{v'_{ср}}; \tag{4-49}$$

$$B'_и = V_в \left(1 - \frac{i' - i_0}{nQ} W\right) \frac{1 - \dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}; \tag{4-50}$$

$$B'' = V_в \left(1 - \frac{i' - i_0}{nQ} W\right) \frac{\dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}}{v' + \dfrac{\dfrac{Q}{W} - (i' - i_0)}{2r}(v'' - v')}. \tag{4-51}$$

На рис. 4-5 показано изменение B' и B'' в зависимости от n для условий вышеприведенного примера. Из графика видно, что паросодержание витка практически не зависит от n, тогда как водосодержание витка с уменьшением n растет, особенно резко при $n<1$.

Таким образом, весовая емкость парообразующих витков в сильной степени зависит от распределения тепловой нагрузки между подогревательной и испарительной зонами витка. Поэтому при одинаковой общей тепловой нагрузке парообразующих витков, при одинаковых значениях W, i_0, $i_к$ и одинаковых геометрических размерах весовые емкости витков могут иметь совершенно различные величины.

На подогревательную часть обычно приходится около 80—90% всего водосодержания парообразующих витков. Ниже показано, что при принятых допущениях продолжительность переходного периода, а при $W=\text{const}$ и величина расхождения расходов

$$D - W = -\frac{dB}{d\tau} \tag{4-52}$$

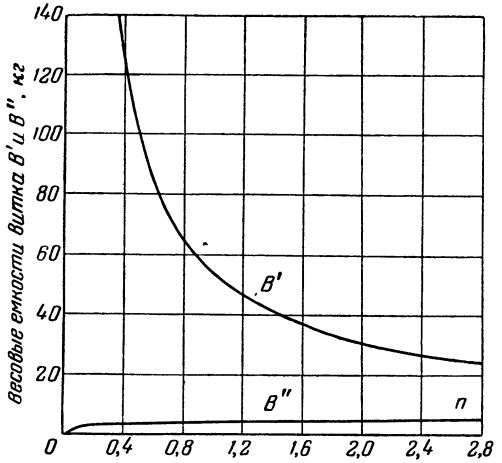


Рис. 4-5. Изменение водяной и паровой емкости парообразующего витка в зависимости от неравномерности распределения тепловой нагрузки вдоль витка.

определяется изменением водосодержания подогревательной части витков.

В связи с этим необходимо подробнее ознакомиться с закономерностями перемещения точки начала кипения в парообразующих витках.

4-4. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТОЧКИ НАЧАЛА КИПЕНИЯ

Обратимся снова к рис. 4-1. Вследствие мгновенного увеличения теплоотдачи от значения Q_1 до значения Q_2 происходит постепенное сокращение длины подогревательного участка от значения l'_1 до значения l'_2. Время, в течение которого происходит это сокращение, назовем переходным периодом $\tau_п$. Распределение теплоотдачи Q_1 и Q_2 по длине витка считаем равномерным, а подачу воды в виток W — постоянной.

За время $\tau_п$ точка начала кипения, перемещаясь влево, проходит путь $\Delta l'$. Пусть в некоторой промежуточной точке A вода закипит через $\tau[сек]$ с момента изменения теплоотдачи. Удельные тепловые нагрузки на погонный метр труб обозначим соответственно через q_1 и q_2. Частица воды, находящаяся в момент τ в точке A, была $\tau[сек]$ тому назад на расстоянии $\Delta l = \tau w$ от точки A. Теплосодержание этой

частицы воды при прохождении ею пути Δl выросло на величину $\frac{q_2 \Delta l}{W}$.

Теплосодержание частицы в момент $\tau = 0$

$$i_{\tau=0} = i_0 + \frac{i' - i_0}{l'_1}(l' - \Delta l), \tag{4-53}$$

следовательно, можем составить уравнение

$$i' = i_0 + \frac{i' - i_0}{l'_1}(l' - \Delta l) + \frac{q_2 \Delta l}{W}. \tag{4-54}$$

Заменяем $\Delta l = \tau w$, где w — средняя скорость воды, которую в соответствии с условием $W = \text{const}$ считаем постоянной. Тогда

$$i' = i_0 + \frac{i' - i_0}{l'_1}(l' - \tau w) + q_2 \frac{\tau w}{W}. \tag{4-55}$$

Отсюда находим:

$$\tau = \frac{(i' - i_0)\left(1 - \frac{l'}{l'_1}\right)}{\frac{w}{W} q_2 - \frac{i' - i_0}{l'_1} w}. \tag{4-56}$$

Имея в виду, что

$$W = \gamma f w = 0{,}785\, d^2 \gamma w,$$

получим:

$$\tau = \frac{0{,}785\, d^2 (i' - i_0)\left(1 - \frac{l'}{l'_1}\right)\gamma}{q_2 - \frac{i' - i_0}{l'_1} W} \tag{4-57}$$

или, так как

$$\frac{i' - i_0}{l'_1} W = q_1, \tag{4-58}$$

то

$$\tau = \frac{0{,}785\, d^2 (i' - i_0)\left(1 - \frac{l'}{l'_1}\right)\gamma}{q_2 - q_1}. \tag{4-59}$$

Продолжительность переходного периода получим, подставив в эту формулу $l' = l'_2$ и заменив $q_1 = \frac{i' - i_0}{l'_1} W$ и $q_2 = \frac{i' - i_0}{l'_2} W$:

$$\tau_п = \frac{0{,}785\, d^2 l'_2 \gamma}{W} = \tau'_{2пр}, \qquad (4\text{-}60)$$

т. е. продолжительность переходного периода равна времени прохода для подогревательной части витка при новом установившемся состоянии.

Имея в виду, что $B'_{в.п} = 0{,}785\, d^2 l' \gamma'_{ср}$, можем формулу (4-59) записать так:

$$\tau = \frac{i' - i_0}{q_2 - q_1}\left(0{,}785\, d^2 \gamma'_{ср} - \frac{B'_{в.п}}{l'_1}\right). \qquad (4\text{-}61)$$

Отсюда находим:

$$\frac{dB'_{в.п}}{d\tau} = -\frac{q_2 - q_1}{i' - i_0} l'_1, \qquad (4\text{-}62)$$

или, пользуясь соотношением (4-58),

$$\frac{dB'_{в.п}}{d\tau} = -\frac{q_2 - q_1}{q_1} W. \qquad (4\text{-}63)$$

Пренебрегая изменением весовой емкости в испарительном участке, значительно меньшим, чем в подогревательном [см. (4-3)], будем считать, что

$$\frac{dB_{в.п}}{d\tau} = \frac{dB}{d\tau}. \qquad (4\text{-}64)$$

Следовательно, по уравнению (4-52)

$$D - W = \frac{q_2 - q_1}{q_1} W \qquad (4\text{-}65)$$

или

$$\frac{D}{W} = \frac{q_2}{q_1} = \frac{Q_2}{Q_1}. \qquad (4\text{-}66)$$

Это означает, что во время переходного периода паровая нагрузка котла изменяется прямо пропорционально удельной тепловой нагрузке или, другими словами, прямо пропорционально теплоотдаче.

Рассмотрим теперь случай роста теплоотдачи, сосредоточенного в подогревательном участке. Пусть повышенная удельная тепловая нагрузка q_2 имеет место только на новой длине подогревательного участка l_2' (рис. 4-1), тогда как на остальном протяжении витка, включая и переходной участок Δl, сохранилась прежняя удельная тепловая нагрузка q_1. Тогда вместо уравнения (4-54) получим уравнение

$$i' = i_0 + \frac{i' - i_0}{l_1'}(l' - \Delta l) + \frac{q_1(l' - l_2') + q_2[\Delta l - (l' - l_2')]}{W}. \quad (4\text{-}67)$$

После преобразований, аналогичных произведенным выше в уравнении (4-54), получим:

$$\tau = \frac{0{,}785\, d^2 \left[(i' - i_0)\left(1 - \frac{l'}{l_1'}\right) + (q_2 - q_1)\frac{l' - l_2'}{W} \right] \gamma_{ср}'}{q_2 - q_1}. \quad (4\text{-}68)$$

Выражая l' через $B_{в.п}'$, получим:

$$\tau = \frac{(i' - i_0)\left(0{,}785\, d^2 \gamma_{ср}' - \frac{B_{в.п}'}{l_1'}\right) + (q_2 - q_1)\frac{B_{в.п}' - 0{,}785\, d^2 \gamma_{ср}' l_2'}{W}}{q_2 - q_1}. \quad (4\text{-}69)$$

Дифференцируя, будем иметь:

$$\frac{dB_{в.п}'}{d\tau} = \frac{q_2 - q_1}{q_2 - 2q_1} W. \quad (4\text{-}70)$$

Или, имея в виду условие (4-64) и уравнение (4-52), получим:

$$D - W = -\frac{q_2 - q_1}{q_2 - 2q_1} W = \frac{q_2 - q_1}{2q_1 - q_2} W, \quad (4\text{-}71)$$

откуда

$$\frac{D}{W} = \frac{1}{2 - \frac{q_2}{q_1}}. \quad (4\text{-}72)$$

Из рис. 4-6, на котором показаны графически зависимости (4-66) и (4-72), видно, что при малой величине отношения $q_2 : q_1$ $\left(\text{примерно } \frac{q_2}{q_1} \leqslant 1{,}25\right)$ характер распределе-

ния удельной тепловой нагрузки незначительно влияет на величину отношения $D:W$. В этом случае можно считать, что рост паровой нагрузки прямо пропорционален увеличению удельной тепловой нагрузки подогревательного участка парообразующих труб.

С ростом отношения $q_2:q_1$ влияние характера распределения тепловой нагрузки на величину отношения $D:W$ резко усиливается. Так, уже при $q_2:q_1=1{,}5$ формула (4-72) дает $D:W=2{,}0$ вместо $D:W=1{,}5$ по формуле (4-66).

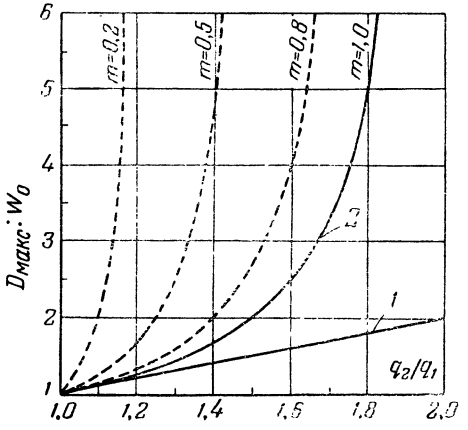


Рис. 4-6. Влияние неравномерности распределения тепловой нагрузки вдоль витка на расхождение расходов по воде и пару в прямоточном котле.
1 — по формуле (4-66); *2* — по формуле (4-72).

Из формулы (4-70) следует, что при $\frac{q_2}{q_1}=2$ производная $\frac{dB'_{в.п}}{d\tau}=\infty$ и в соответствии с этим паровая нагрузка D принимает теоретически бесконечно большое значение, если при этом $W=\text{const}$.

Таким образом, при $q_2:q_1=2$ функциональная зависимость $\frac{D}{W}=f\left(\frac{q_2}{q_1}\right)$, выражаемая формулой (4-72), имеет разрыв. Для выяснения физического смысла этого разрыва примем в формуле (4-68), что $q_2=2q_1$. Тогда для любого значения $l'_2<l'<l'_1$ получим:

$$\tau_п=\frac{0{,}785d^2\gamma'_{ср}}{W}(l'_1-l'_2)=\tau'_{2пр}=\text{const}. \qquad (4\text{-}73)$$

Это значит, что при $\frac{q_2}{q_1}=2$ по истечении времени $\tau=\tau'_{2\,пр}$ кипение начнется одновременно во всех точках переходного участка $\Delta l'$, тогда как для любых значений $\tau<\tau'_{2пр}$ положение точки начала кипения остается таким же, как и при исходном установившемся движении, т. е. в расстоянии l'_1 от входа воды в виток. Одновременность вскипания во всем переходном участке придает испарению по выражению Форкауфа [Л. 64] взрывообразный характер, что и приводит теоретически к бесконечно большому росту паровой нагрузки в витке. В действительности, конечно, паровая нагрузка никогда не сможет достигнуть бесконечно большого значения, так как вследствие расширения образующегося пара происходит выброс части воды в испарительный участок, весовая емкость которого увеличится, что не учтено в условии (4-64). Кроме того, теоретически мгновенное парообразование практически из-за неизбежных замедлений при передаче тепла через стенки труб растягивается во времени. Однако для полной остановки и обращения потока воды в подогревательном участке достаточно сравнительно небольшого роста паровой нагрузки. Из формулы (4-8) следует, что это произойдет, если прирост давления в витке станет равным перепаду давления в шайбе, т. е.

$$p'_2-p'_1=\Delta p_{ш}. \tag{4-74}$$

Принимая приближенно квадратичную зависимость перепада от нагрузки, будем иметь:

$$\Delta p\left(\frac{D_{макс}}{D_0}\right)^2-\Delta p=\Delta p_{ш}, \tag{4-75}$$

где Δp — перепад давления в витке.

Отсюда получим:

$$\frac{D_{макс}}{D_0}=\sqrt{1+\frac{\Delta p_{ш}}{\Delta p}}. \tag{4-76}$$

Пусть, например, $\Delta p_{ш}=\Delta p$. Тогда прекращение подачи воды произойдет, если $D_{макс}>1{,}41\,D_0$.

Из практики эксплуатации прямоточных котлов Рамзина известны случаи резкого внезапного роста паровой нагрузки для котла в целом, действительно сопровождав-

шегося полным прекращением подачи воды в котел из-за сброса нагрузки центробежным питательным насосом.

В проведенном исследовании мы предполагали постоянство подачи воды в парообразующие витки котла. Практически такое постоянство может быть соблюдено только для котла в целом.

Но и в этом случае подача воды в отдельные витки при наличии тепловой неравномерности не останется постоянной, а будет сокращаться для тех витков, у которых тепловая нагрузка поднимается выше среднего значения.

Выясним влияние сокращения W на переходной процесс.

Для оценки этого влияния предположим, что одновременно с увеличением теплостдачи произошло мгновенное уменьшение подачи воды. Пусть новое значение подачи воды

$$W_m = mW, \tag{4-77}$$

где $m < 1$, а W — расход воды в начальный момент, равный расходу пара D.

Тогда при равномерном распределении тепловой нагрузки вместо уравнения (4-55) будем иметь:

$$i' = i_0 + \frac{i' - i_0}{l_1'}(l' - wm\tau) + q_2 \frac{wm\tau}{Wm} =$$

$$= i_0 + \frac{i' - i_0}{l_1'}(l' - wm\tau) + q_2 \frac{w\tau}{W}. \tag{4-78}$$

Определяя из этого уравнения τ, получим:

$$\tau = \frac{0{,}785d^2(i' - i_0)\left(1 - \frac{l'}{l_1'}\right)\gamma_{ср}'}{q_2 - mq_1} =$$

$$= \frac{i' - i_0}{q_2 - mq_1}\left(0{,}785d^2\gamma_{ср}' - \frac{B_{в.п}'}{l_1'}\right), \tag{4-79}$$

откуда

$$\frac{dB_{в.п}'}{d\tau} \approx \frac{dB}{d\tau} = -\frac{q_2 - mq_1}{q_1} W. \tag{4-80}$$

Следовательно, по уравнению (4-52)

$$D - mW = \frac{q_2 - mq_1}{q_1} W, \tag{4-81}$$

откуда

$$\frac{D}{W}=m+\frac{q_2-mq_1}{q_1}=\frac{q_2}{q_1}. \qquad (4\text{-}82)$$

Значит, при равномерном распределении тепловой нагрузки сокращение расхода по воде не влияет на величину отношения $\frac{W}{D}$.

Рассмотрим случай роста тепловой нагрузки только в подогревательном участке витка при пониженном расходе воды. Для этого в уравнении (4-67) производим замены, аналогичные вышеприведенным, и получаем:

$$i'=i_0+\frac{i'-i_0}{l'_1}(l'-mw\tau)+$$

$$+\frac{q_1(l'-l'_2)+q_2[mw\tau-(l'-l'_2)]}{mW}. \qquad (4\text{-}83)$$

Решая это уравнение относительно τ, будем иметь:

$$\tau=\frac{0{,}785d^2\left[(i'-i_0)\left(1-\frac{l'}{l'_1}\right)+(q_2-q_1)\frac{l'-l'_2}{mW}\right]\gamma'_{ср}}{q_2-mq_1}=$$

$$=\frac{(i'-i_0)\left(0{,}785d^2\gamma'_{ср}-\frac{B'_{в.п}}{l'_1}\right)+(q_2-q_1)\frac{B'_{в.п}-0{,}785d^2\gamma'_{ср}l'_2}{mW}}{q_2-mq_1}. \qquad (4\text{-}84)$$

Далее,

$$\frac{dB'_{в.п}}{d\tau}=\frac{dB}{d\tau}=\frac{q_2-mq_1}{-\frac{i'-i_0}{l'_1}+\frac{q_2-q_1}{mW}}=\frac{q_2-mq_1}{q_2-(m+1)q_1}mW. \qquad (4\text{-}85)$$

Подстановка этой величины в уравнение (4-52) дает:

$$D-W=-\frac{q_2-mq_1}{q_2-(m+1)q_1}mW, \qquad (4\text{-}86)$$

откуда

$$\frac{D}{W}=\frac{mq_1}{(m+1)q_1-q_2}=\frac{m}{m+1-\frac{q_2}{q_1}}. \qquad (4\text{-}87)$$

Как видим, в этом случае сокращение расхода воды оказывает влияние на величину отношения $\frac{D}{W}$. Приравнивая нулю знаменатель правой части формулы (4-87), найдем значение $q_2 : q_1$, при котором $\frac{D}{W} = \infty$. Это значение

$$\frac{q_2}{q_1} = 1 + m, \tag{4-88}$$

т. е. меньше 2, тогда как при $W = \text{const}$ оно было равно 2. С уменьшением m величина отношения $\frac{D}{W}$ при одинаковых значениях $\frac{q_2}{q_1}$ растет.

На рис. 4-6 показаны кривые роста паровой нагрузки для значений m, равных 0,2; 0,5 и 0,8. Кривой, построенной по формуле (4-72), соответствует $m = 1{,}0$.

Для значений m и $q_2 : q_1$, близких к единице (примерно $m \geqslant 0{,}8$ и $\frac{q_2}{q_1} \leqslant 1{,}25$), с достаточным приближением можно считать, что паровая нагрузка в течение переходного периода изменяется прямо пропорционально удельной тепловой нагрузке подогревательного участка.

Вообще же сокращение расхода воды при увеличении тепловой нагрузки только в подогревательном участке парообразующей части котла усиливает рост паровой нагрузки, что в свою очередь способствует дальнейшему сокращению подачи воды и т. д. Обе стороны процесса — сокращение W и рост D — взаимно друг друга ускоряют, вследствие чего резкий рост D и резкое сокращение W могут произойти при относительно небольшом значении $q_2 : q_1$. Нарушение непрерывности функции, выражаемой формулой (4-87), наступает раньше, чем величина m примет нулевое значение. Например, для $q_2 : q_1 = 1{,}2$ отношение $D : W$ становится бесконечно большим уже при $m = 0{,}2$ (рис. 4-6).

Характер роста паровой нагрузки при взрывообразном вскипании избыточной водяной емкости в витке прямоточного котла хорошо иллюстрирует рис. 4-7, на котором представлен эксперимент с резким снижением давления пара на выходе из парообразующего витка, выделенного на автономное питание в прямоточном котле 67СП 230/100 [Л. 37]. Подача воды в виток во время опыта была постоянной. Из графика видно, что менее чем за 20 *сек* выда-

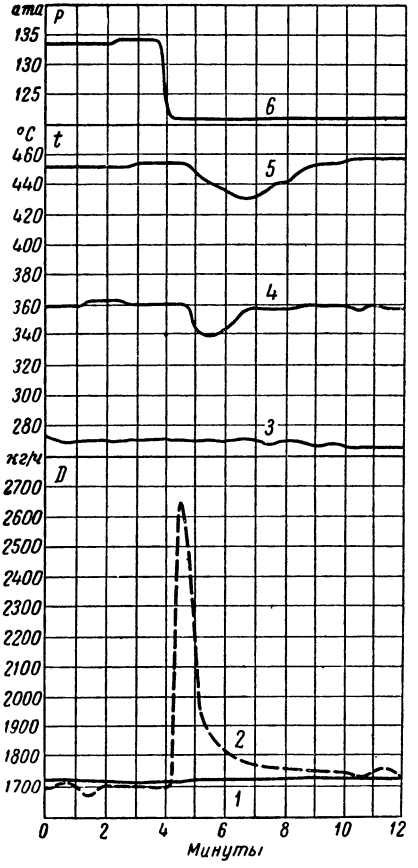


Рис. 4-7. Динамика переходного периода при снижении давления пара в витке автономного питания.

1 — расход воды; *2* — расход пара; *3* — температура воды в конце экономайзерного тракта; *4* — температура пара в начале перегревательного тракта; *5* — температура отдаваемого пара; *6*—давление пара на выходе из витка.

ча пара витком возросла с 1 700 до 2 640 *кг/ч*, т. е. более чем в 1,5 раза. Выдача пара росла почти по вертикальной прямой, т. е. производная $\frac{dD}{d\tau}$ стремилась к бесконечно большому значению.

На рис. 4-8 приведен график, показывающий один из опытов, проведенных на прямоточном котле Рамзина 200/35. В этом опыте изменением числа оборотов питателей пыли осуществлялись резкие колебания подачи пыли в топку. Величину колебаний можно оценить по нижней кривой графика, показывающей напряжение в цепи агрегата Леонардо, обслуживающего электродвигатели питателей пыли. Обороты электродвигателей прямо пропорциональны этому напряжению, а подача пыли пропорциональна оборотам, хотя вполне строгой зависимости между числом оборотов и производительностью питателей, как известно, нет.

Из рис. 4-8 видно, что колебания подачи топлива сопровождаются колебаниями выдачи пара из радиационной части ($D - W_в$, где $W_в$ — величина регулируемого впрыска в пароперегреватель) и подачи воды насосом $W_к$. Разность

$$(D - W_в) - W_к = \frac{dB}{d\tau} \qquad (4\text{-}89)$$

представляет собой изменение водяной емкости радиационной части. Соответствующая кривая также показана на рис. 4-8. Площадь, ограниченная ею и осью абсцисс, представляет собой величину изменения весовой емкости радиационной части котла, причем уменьшению емкости соответствуют площади над осью абсцисс, увеличению емкости — площади под осью абсцисс. Проставленные цифры показывают абсолютные величины изменения весовой емкости в килограммах. Пунктирная кривая получена расчетным путем; площадь, ограниченная ею и осью абсцисс, показывает количество воды, увлеченное из радиационной части вместе с пароводяной смесью, образовавшейся за счет водяной емкости радиационной части. Количество этой воды зависит от места увеличения подачи тепла и соотношения тепловых нагрузок $q_2 : q_1$. На рис. 4-8 буквами *А* и *В* обозначены два периода работы котла с повышенной тепловой нагрузкой. Периоду *А* соответствует рост тепловой нагрузки преимущественно в подогревательном участке витков радиационной части, следствием чего явилось вытеснение из витков большого количества

К рис. 4-8.

1 — напряжение в цепи агрегата Леонардо; *2* — подача воды в котел; *3* — выдача пара из радиационной части; *4* — расход воды на впрыск; *5* — давление пара за перегревателем; *6* — изменение водяной емкости радиационной части; *7* — вытеснение воды из радиационной части; *8* — температура пара за переходной зоной; *9* — температура пара за перегревателем; *10* — тепло в паре за перегревателем; *11* — теплоотдача перегревателя.

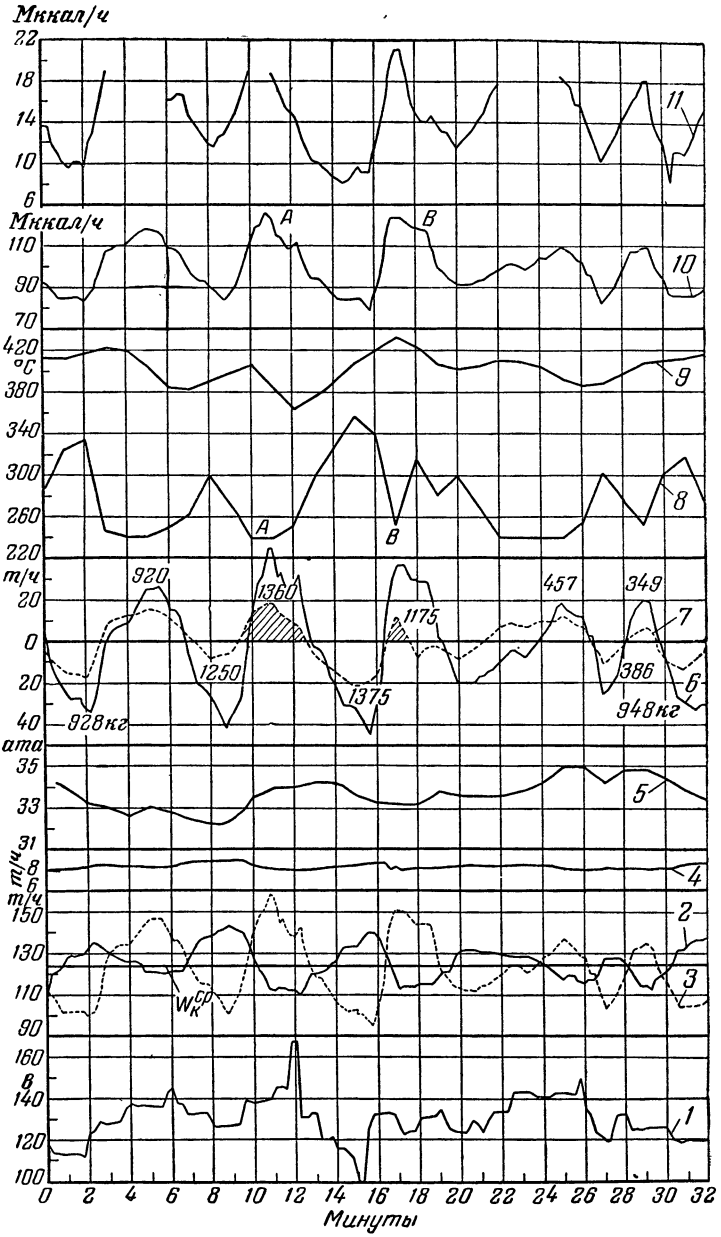


Рис. 4-8. Работа прямоточного котла 200/35-2 при резких колебаниях подачи топлива в топку.

воды (рис. 4-8 — заштрихованная площадь). Это вызвало выход пара за переходной зоной на насыщение и снижение температуры пара за пароперегревателем с 400 до 365° С.

Периоду *В*, непосредственно следующему за периодом *А*, соответствует более равномерное распределение прироста теплоотдачи, т. е. более высокое расположение ядра факела. Количество воды, увлеченной паром из радиационной части, относительно невелико, температура пара за переходной зоной снижается только до 255° С и сразу идет вверх, температура пара за пароперегревателем от среднего значения 400° С поднимается до 433° С.

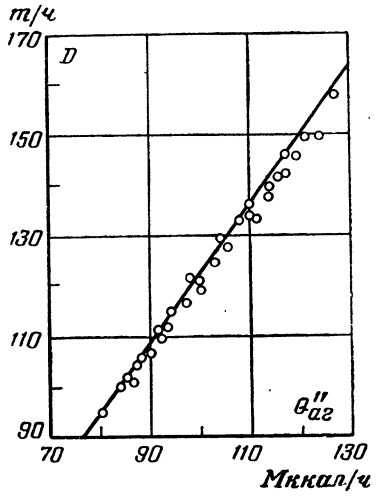


Рис. 4-9. Соотношение между тепловой нагрузкой и выдачей пара у прямоточного котла при переменном расходе топлива.

Таким образом, в обоих случаях примерно одинаковому росту тепловой нагрузки соответствует противоположное по своим результатам воздействие этого роста теплоотдачи на температуру перегретого пара. Это прежде всего показывает, что между ростом теплоотдачи пару и ростом выдачи пара при переходных режимах работы котла нет вполне строгой прямой пропорциональности. Однако с удовлетворительным для целей практики приближением можно считать, что *D* пропорционально *Q*. Рис. 4-9, построенный по данным опыта, представленного на рис. 4-8, показывает, что соотношение между *Q* и *D* при изменениях теплоотдачи с достаточной точностью подчиняется закону прямой пропорциональности, вследствие чего мгновенная паропроизводительность котла является показателем расхода топлива и поэтому может быть использована в качестве импульса для регулирования тепловой нагрузки котла. Машинисты прямоточных котлов знают это из своего опыта и при регулировании пользуются показаниями паромера. Этот импульс используется также в системах автоматического регулирования.

Необходимо отметить, что при изменении удельной тепловой нагрузки только в подогревательном участке парообразующих витков рост паровой нагрузки не будет пропорционален изменению суммарной теплоотдачи, как при равномерно распределенном изменении тепловой нагрузки. (стр. 110). В самом деле, пусть в начале равномерно распределенная теплоотдача Q_1 возросла до величины Q_2 из-за роста удельной тепловой нагрузки с величины q_1 до величины q_2, сосредоточенного на новом подогревательном участке l'_2. Тогда

$$\frac{Q_2}{Q_1}=\frac{q_2 l'_2+q_1 l''_2}{q_1 l'_2+q_1 l''_2}=\frac{\dfrac{q_2}{q_1}+\dfrac{l''_2}{l'_2}}{1+\dfrac{l''_2}{l'_2}}, \qquad (4\text{-}90)$$

следовательно,

$$\frac{Q_2}{Q_1}<\frac{q_2}{q_1}. \qquad (4\text{-}91)$$

Оба рассмотренных здесь случая изменения тепловой нагрузки — равномерного и сосредоточенного в подогревательном участке — представляют собой некоторые отвлеченные схемы, лишь в большей или меньшей степени соответствующие действительным процессам роста теплоотдачи в котлах. Опыт показывает, что в большинстве случаев изменение тепловой нагрузки происходит таким образом, что для котла в целом имеет место указанная выше пропорциональность между Q и D. Известны, однако случаи непропорционального роста Q и D. Эти случаи ближе подходят к рассмотренной выше схеме сосредоточенного в подогревательном участке роста тепловой нагрузки.

Наличие прямой пропорциональности между теплоотдачей и паровой нагрузкой в переходном периоде приводит к выводу, что приращение теплосодержания пара для котла в целом должно оставаться приблизительно постоянным, что в действительности и наблюдается. Так, из рис. 4-8 видно, что при весьма значительных (до $\pm 25\%$) колебаниях тепловой нагрузки температура пара за пароперегревателем изменяется сравнительно немного — в среднем на $\pm 20^\circ$ С, причем росту тепловой нагрузки может соответствовать как увеличение, так и уменьшение температуры перегрева пара. Колебаниям температуры пара на $\pm 20^\circ$ С отвечают колебания его теплосодержания порядка

± 10 *ккал/кг*, что составляет всего лишь около $\pm 1{,}5\%$ от суммарного приращения теплосодержания в котле.

Если бы изменения тепловой нагрузки влияли только на теплосодержание выдаваемого пара, но не на его количество, то при увеличении теплоотдачи котла на 25% теплосодержание перегретого пара при $\Delta i_{аг} = 780 - 100 = 680$ *ккал/кг* увеличилось бы на $0{,}25 \cdot 680 = 170$ *ккал/кг* и составило бы $780 + 170 = 950$ *ккал/кг*. Температура перегрева при таком теплосодержании была бы порядка 750° С. Хотя в действительности из-за аккумуляции тепла металлом поверхностей нагрева колебания температуры перегрева и были бы несколько меньше, но все же они были настолько значительны, что работа прямоточных котлов была бы сильно затруднена.

Только расхождение расходов воды и пара, возникающее в парообразующих трубах при любых изменениях режима, делает возможной достаточно устойчивую работу прямоточного котла. Принцип жесткой синхронизации воды и топлива, когда-то считавшийся обязательным для прямоточных котлов, был основан на ошибочном представлении о «неразрывности» потока воды и пара в парообразующих трубах котла.

Следует отметить, что при устойчивом теплосодержании пара на выходе из агрегата теплосодержание в промежуточных точках котельного тракта может значительно изменяться. Так, из того же рис. 4-8 видно, что температура пара за переходной зоной значительно менее устойчива, чем за пароперегревателем: она меняется от 357° С до температуры насыщения, составляющей около 240° С. Соответствующее изменение теплосодержания пара составляет не менее 80 *ккал/кг*. Можно заметить также, что в переходном периоде увеличению теплоотдачи котла, как правило, соответствует уменьшение температуры пара за переходной зоной. Эта особенность отражена на рис. 4-10, построенном по данным графика рис. 4-8 и показывающем зависимость между изменением теплоотдачи котла в переходные периоды и температурой пара за переходной зоной. Несмотря на разброс точек тенденция к снижению $t''_{пз}$ с ростом $Q_{аг}$ выражена на диаграмме рис. 4-10 достаточно отчетливо.

То обстоятельство, что, несмотря на снижение теплосодержания пара за переходной зоной, теплосодержание его за пароперегревателем остается примерно постоянным, показывает, что теплоотдача пароперегревателя

резко увеличивается с ростом паровой нагрузки. Верхняя кривая на рис. 4-8 вполне это подтверждает. Теплоотдача пароперегревателя сильно колеблется, изменяясь синхронно с паровой нагрузкой. Так, из рис. 4-8 видим, что в одном из случаев теплоотдача перегревателя за 1,5 *мин* выросла в 2,3 раза—с 9,1 до 21 *Мккал/ч*. Такой интенсивный рост теплоотдачи нельзя объяснить только увеличением теплоперехода от газов к поверхности нагрева пароперегревателя. Вследствие снижения температуры пара происходит отдача тепла, аккумулированного металлом труб пароперегревателя. Следовательно, резкий рост теплоотдачи происходит за счет быстрого охлаждения труб при соприкосновении их с паром пониженной температуры, т. е. за счет резкого увеличения разности температур между внутренней поверхностью труб и паром и увеличения коэффициента теплоотдачи от поверхности труб к влажному пару.

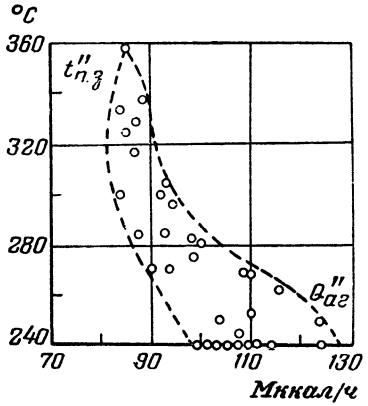


Рис. 4-10. Зависимость между изменением теплоотдачи и температурой пара за переходной зоной при работе прямоточного котла с переменным расходом топлива.

4-5. РАСХОЖДЕНИЕ РАСХОДОВ ВОДЫ И ПАРА

Одной из задач гидродинамического расчета прямоточного котла является определение величины возможного расхождения расходов W и D. При этом следует различать расхождение расходов для котла в целом и для отдельных витков радиационной части. В первом случае основой расчета является уравнение (4-11), во втором — уравнение (4-24). Использование этих уравнений возможно на основе результатов, полученных в этой главе.

Основной целью расчета, проводимого по уравнению (4-11), является определение необходимого максимального напора питательного насоса. Этот напор непосредственно и выражен уравнением (4-11), следовательно расчет сводится к подстановке соответствующих значений величин в правую часть этого уравнения. В случае центробежного питательного насоса, работающего без регулятора пита-

ния, расхождение расходов, возникающее при увеличении тепловой нагрузки котла, получается не только за счет роста D, но и за счет уменьшения W, как это, например, видно из рис. 4-8. При росте паровой нагрузки и гидравлического сопротивления котла центробежный насос сокращает подачу воды и повышает свой напор до величины, необходимой для преодоления возросшего гидравлического сопротивления в паровой зоне котла. Поэтому при одинаковом приросте паровой нагрузки D сокращение подачи насоса W будет тем меньше, чем положе гидродинамическая характеристика паровой зоны котла и чем круче характеристика насоса. Следовательно, для того чтобы сокращение подачи воды насосом было невелико, необходимо стремиться к тому, чтобы производная $\frac{dp_D}{dD}$ — была возможно меньше, а абсолютная величина производной $\frac{dp_н}{dW}$ — возможно больше. Так как при уменьшении подачи воды рост давления в начале паровой зоны котла происходит не только за счет роста напора насоса, но и за счет уменьшения гидравлического сопротивления всей линии от насоса до точки начала парообразования, то чем выше это сопротивление, тем меньше сократится подача насоса. Другими словами, гидродинамическая характеристика питательной линии и водяной зоны котла должна быть возможно более крутой, т. е. производная $\frac{dp_н}{dW}$ должна быть возможно большей.

Итак, крутая характеристика насоса, возможно меньшее сопротивление паровой зоны котла, возможно большее сопротивление его водяной зоны и питательной линии — вот средства, уменьшающие расхождение расходов по котлу в целом при питании котла посредством центробежного насоса и обеспечивающие устойчивость подачи насоса при колебаниях тепловой нагрузки котла.

Несколько иначе обстоит дело при работе насоса с подачей, независимой от противодавления. Так как подача насоса постоянна, то расхождение расходов для котла в целом возможно только за счет изменений паровой нагрузки котла. В качестве примера на рис 4-11 приведены записи регистраторов котла Рамзина высокого давления типа СППВ 200/140. Диаграмма относится к случаю работы котла на неустойчивом режиме, при сильной зашлаковке

топки и близком к кипению конвективном экономайзере [Л. 37]. Из рис. 4-11 видно, что подача воды в котел при этом оставалась совершенно постоянной, так как она осуществлялась поршневым насосом.

При установке поршневого насоса достаточно подсчитать необходимый максимальный напор, исходя из максимально возможной нагрузки котла. Вместе с тем при

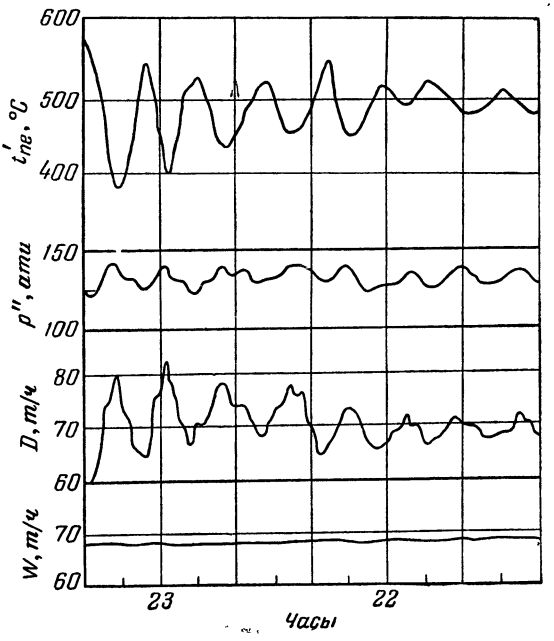


Рис. 4-11. Диаграмма работы котла СППВ 200/140 в неустойчивом режиме.

установке центробежного насоса, в случае, если задано предельно допустимое сокращение подачи W, в расчете приходится учитывать характеристики насоса, котла и питательной линии.

Особенно усложняется обслуживание котла, когда установленный центробежный насос не обеспечивает по своему напору полной паропроизводительности. Резкая прибавка топлива может вывести котел на такую мгновенную паровую нагрузку, при которой произойдет практически полное прекращение подачи воды насосом. Исходя из этого, работа прямоточных котлов при центробежных

питательных насосах, не обеспечивающих по напору полной нагрузки, допустима только как исключение.

При достаточном напоре и наличии регулятора питания центробежный питательный насос равноценен поршневому насосу.

Так как характеристика насоса обычно дается в виде диаграммы и аналитически не выражается, то уравнение (4-11) следует решать графически. Способ решения показан на рис. 4-12, на котором кривая $p_н$ представляет собой характеристику котла, кривая p'_D — необходимый напор в точке начала парообразования. Так как суммарное сопротивление конвективного и радиационного экономайзеров обычно очень мало, то вполне допустимо принимать p'_D равным полному напору у котла за вычетом сопротивления дозирующих дроссельных шайб витков радиационной части. На рис. 4-12, относящемся к случаю работы котла типа 200/35, это так и принято. Случай, к которому относится рис. 4-12 показан на рис. 4-13. Нагрузка котла вследствие увеличения подачи пыли в топку увеличилась со 130 до 165 *т/ч*. Необходимо определить, до какой величины сократится подача воды питательным насосом, т. е. по заданному значению $D_{макс}$ определить $W_{мин}$. Для этого на кривой p'_D рис. 4-12 находим точку a', соответствующую выдаче пара $D_{макс} = 165$ *т/ч*, и проводим через эту точку горизонтальную линию $a'c$. От этой линии как от оси абсцисс строим кривую Δp_W суммарного перепада давления в питательной линии при данном открытии питательного клапана и в водяной зоне котла. Способ построения этой кривой весьма прост. Очевидно, что при исходной нагрузке

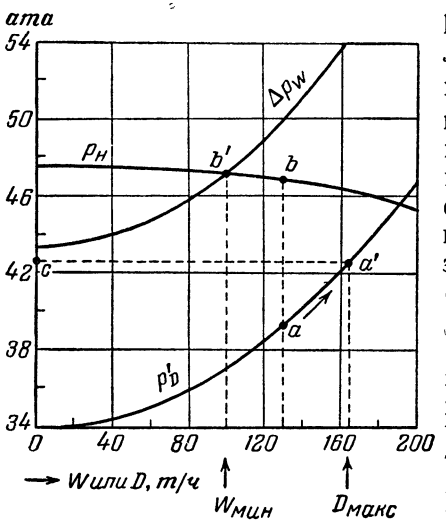


Рис. 4-12. Графический метод решения уравнения (4-11).

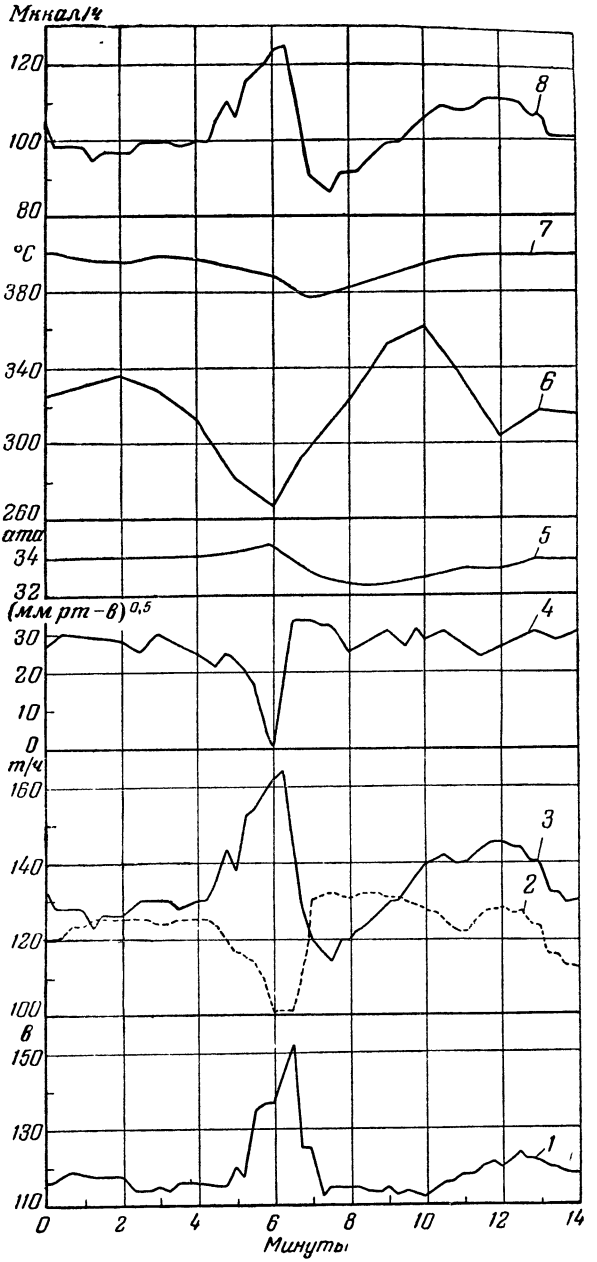


Рис. 4-13. Случай резкого изменения нагрузки прямоточного котла из-за увеличения подачи пыли в топку.

1 — напряжение в цепи агрегата Леонарло; *2* — подача воды в котел; *3*—паропроизводительность котла; *4* — характеристика расхода воды на входе в виток № 50; *5* — давление перегретого пара; *6*— температура пара за переходной зоной; *7*—температура пара за перегревателем; *8* — тепло в паре за перегревателем.

130 *т/ч* величина Δp_W выражается отрезком $ab = 7{,}4$ *ат*. Известно, что нивелирный напор, преодолеваемый насосом, составляет 0,8 *ат*. Следовательно, для любой подачи воды W

$$\Delta p_W = 0{,}8 + (7{,}4 - 0{,}8)\left(\frac{W}{130}\right)^2. \qquad (4\text{-}92)$$

По этому уравнению и построена кривая Δp_W. Точка b' пересечения этой кривой с характеристикой насоса определит значение $W_{\text{мин}}$, равное в данном случае 100 *т/ч*. Обращаясь к рис. 4-13, видим, что замеренное в опыте значение $W_{\text{мин}}$ составляет 101 *т/ч*.

Рис. 4-13 дает пример резкого сокращения подачи воды у одного из витков радиационной части котла — у витка № 50, на котором при проведении опыта производился замер подачи воды W ртутным дифманометром. На графике зарегистрирован случай увеличения тепловой нагрузки котла со 100 до 124 *Мккал/ч*. Паровая нагрузка котла выросла до 165 *т/ч*, подача воды сократилась до 101 *т/ч*. Впрыск по условиям проведения опыта оставался постоянным, равным 15 *т/ч*. При этом температура пара за пароперегревателем с 390° С уменьшилась до 376° С, т. е. изменилась всего лишь на 14° и не в сторону увеличения, а в сторону уменьшения.

При общем сокращении подачи воды в котел со 130 до 101 *т/ч* подача воды в виток № 50 сократилась на некоторое время до нуля, т. е. виток «запарился».

Рассмотрим методику расчета величины $W_{\text{мин}}$ для отдельного парообразующего витка. Исходным является уравнение (4-24):

$$\Delta p = D^2_{\text{макс}} R'' v''_{\text{ср}} + W^2_{\text{мин}} R' v'_{\text{ср}} + W^2_{\text{мин}} R_{\text{ш}} v''_{\text{э}}, \qquad (4\text{-}93)$$

где значения $D_{\text{макс}}$ и $W_{\text{мин}}$ относятся уже к одному витку.

Пусть в начальный момент времени расход через виток одинаков в любом сечении: $W = D$. Вследствие увеличения тепловой нагрузки витка возникло расхождение расходов до некоторых экстремальных значений $D_{\text{макс}}$ и $W_{\text{мин}}$. Необходимо определить относительное сокращение подачи во-

ды $W_{мин}:W$, если известно увеличение тепловой нагрузки витка $Q_{макс}:Q$.

Предполагая постоянство перепада давления по витку, будем иметь:

$$D_0^2 R_0'' v_{0ср}'' + W_0^2 R_0' v_{0ср}' + W_0^2 R_ш v_0' = \\ = D_{макс}^2 R'' v_{ср}'' + W_{мин}^2 R' v_{ср}' + W_{мин}^2 R_ш v_0' . \quad (4\text{-}94)$$

Нулевым индексом отмечены начальные значения переменных величин, соответствующие установившемуся движению в период, предшествующий росту тепловой нагрузки.

Для этого периода $D_0 = W_0$.

Обозначим через

$$\mu' = \frac{R' v_{ср}'}{R_0' v_{0ср}'} ; \quad (4\text{-}95)$$

$$\mu'' = \frac{R'' v_{ср}''}{R_0'' v_{0ср}''} . \quad (4\text{-}96)$$

Тогда уравнение (4-94) может быть записано в следующей форме:

$$D_0^2 R_0'' v_{0ср}'' + W_0^2 R_0' v_{0ср}' + W_0^2 R_ш v_0' = \\ = D_{макс}^2 \mu'' R_0'' v_{0ср}'' + W_{мин}^2 \mu' R_0' v_{0ср}' + W_{мин}^2 R_ш v_0' . \quad (4\text{-}97)$$

Разделив обе части уравнения на W_0 и имея в виду, что $D_0 = W_0$, получим:

$$R_0'' v_{0ср}'' + R_0' v_{0ср}' + R_ш v_0' = \\ = \frac{D_{макс}^2}{D_0^2} \mu'' R_0'' v_{0ср}'' + \frac{W_{мин}^2}{W_0^2} \mu' R_0' v_{0ср}'' + \frac{W_{мин}^2}{W_0^2} R_ш v_0' , \quad (4\text{-}98)$$

откуда

$$\frac{W_{мин}}{W_0} = \\ = \sqrt{\frac{R_0' v_{ср}' + R_ш v_0'}{\mu' R_0' v_{0ср}' + R_ш' v_0'} - \left(\mu'' \frac{D_{макс}^2}{D_0^2} - 1\right) \frac{R_0'' v_{0ср}''}{\mu' R_0' v_{0ср}' + R_ш v_0'}} . \quad (4\text{-}99)$$

Так как усредненные удельные объемы воды $v'_{0ср}$ и $v'_{ср}$ практически одинаковы, то, выражая значения R'_0 и R' в соответствии с формулой (4-15), получим:

$$\mu' = \frac{l'}{l'_0} < 1. \tag{4-100}$$

Имея в виду, что $R_ш$, определяемое по формуле (4-13), обычно значительно больше, чем R', можем без большой погрешности принять в формуле (4-99) значение $\mu' = 1$. Тогда будем иметь:

$$\frac{W_{мин}}{W_0} = \sqrt{1 - \left(\mu'' \frac{D^2_{макс}}{D^2_0} - 1\right) \frac{R''_0 v''_{0ср}}{R'_0 v'_{0ср} + R_ш v'}}. \tag{4-101}$$

После подстановки в формулу (4-96) значений R''_0 и R'', последнее — по формуле (4-16), получим:

$$\mu'' = \frac{l''}{l''_0} \frac{v''_{ср}}{v''_{0ср}}. \tag{4-102}$$

Очевидно,

$$\frac{l''}{l''_0} > 1, \tag{4-103}$$

причем величина этого отношения тем ближе к единице, чем длиннее виток.

Величина отношения средних по витку удельных объемов пароводяной смеси $v''_{ср} : v''_{0ср}$ зависит от распределения тепловой нагрузки по витку и условий ее роста. В § 4-4 было показано, что при равномерно распределенном вдоль витка росте тепловой нагрузки имеется прямая пропорциональность между изменением тепла и изменением паровой нагрузки, причем сокращение расхода по воде не нарушает этой пропорциональности. Следовательно, в этом случае $\Delta i = \text{const}$, а значит $\frac{v''_{ср}}{v''_{0ср}} \approx 1$.

При увеличении тепловой нагрузки, сосредоточенной в подогревательном участке, имеют место соотношения (4-72) и (4-87), представленные графически на рис. 4-6,

из которых следует, что в этом случае $\frac{D_{макс}}{D_0} > \frac{Q_{макс}}{Q_0}$, а значит, $\Delta i_{макс} < \Delta i$ и $\frac{v'_{ср}}{v''_{0ср}} < 1$.

Этот случай является типичным для прямоточных котлов с горизонтальной навивкой экранов и с расположением ядра факела в области радиационного экономайзера и начала парообразования, т. е. для котлов Рамзина обычной конструкции. У таких котлов во время переходного периода, связанного с резким ростом тепловой нагрузки, происходит уменьшение теплосодержания пара в зоне конца испарения и начала перегрева. Это уменьшение особенно легко проследить по переходной зоне — см., например, рис. 4-8 и 4-13. В области перегрева это уменьшение обычно сглаживается главным образом за счет тепла аккумулированного металлом труб перегревателя и отдаваемого пару при понижении его температуры. Так, из рис. 4-13 особенно отчетливо видно, что уменьшение теплосодержания пара, значительное еще на выходе из переходной зоны (уменьшение температуры на 330—267=63° С), почти совершенно сгладилось за перегревателем (уменьшение температуры только на 395—378=17° С).

Понятно, что в конце радиационной части уменьшение теплосодержания пара еще больше, чем в конце переходной зоны. Таким образом, для котлов Рамзина частым является соотношение $\frac{v''_{ср}}{v''_{0ср}} < 1$ и коэффициент μ'' для них представляет собой произведение двух величин, из которых одна больше, а другая меньше единицы.

Без большой погрешности и с некоторым расчетным запасом можно принять $\mu'' = 1$, тогда формула (4-101) приобретает вид:

$$\frac{W_{мин}}{W_0} = \sqrt{1 - \left(\frac{D^2_{макс}}{D^2_0} - 1\right) \frac{R''_0 v''_{0ср}}{R'_0 v'_{0ср} + R_ш v'_0}}. \qquad (4\text{-}104)$$

Умножим числитель и знаменатель дроби, стоящей под знаком радикала, на D_0^2. Очевидно,

$$\frac{D_0^2 R''_0 v''_{0ср}}{D_0^2 R'_0 v'_{0ср} + D_0^2 R_ш v'_0} = \frac{\Delta p''}{\Delta p' + \Delta p_ш}, \qquad (4\text{-}105)$$

где $\Delta p''$, $\Delta p'$ и $\Delta p_ш$ — соответственно перепады давлений

в паровой и водяной зонах витка и в дроссельной шайбе. Тогда

$$\frac{W_{\text{мин}}}{W_0} = \sqrt{1 - \left(\frac{D^2_{\text{макс}}}{D_0^2} - 1\right)\frac{\Delta p''}{\Delta p' + \Delta p_{\text{ш}}}}. \qquad (4\text{-}106)$$

Следовательно, при одинаковом росте расхода по пару $D_{\text{макс}} D_0$ сокращение подачи воды в виток будет тем меньше, чем меньше сопротивление паровой части витка $\Delta p''$ и чем больше сопротивление его водяной части $\Delta p'$ и перепад давления в шайбе $\Delta p_{\text{ш}}$. Так как у котлов Рамзина перепад давления в водяной зоне $\Delta p'$ обычно значительно меньше, чем $\Delta p_{\text{ш}}$, то можно им пренебречь:

$$\frac{W_{\text{мин}}}{W_0} = \sqrt{1 - \left(\frac{D^2_{\text{макс}}}{D_0^2} - 1\right)\frac{\Delta p''}{\Delta p_{\text{ш}}}}. \qquad (4\text{-}107)$$

Отсюда легко определить перепад давления в дроссельной шайбе, необходимый для того, чтобы при данном соотношении $D_{\text{макс}} : D_0$ сокращение подачи воды было не меньше любой заданной величины $W_{\text{мин}} : W_0$. Из формулы (4-106)

$$\Delta p_{\text{ш}} \geqslant \Delta p'' \frac{\dfrac{D^2_{\text{макс}}}{D_0^2} - 1}{1 - \dfrac{W^2_{\text{мин}}}{W_0^2}} - \Delta p' \qquad (4\text{-}108)$$

или, пренебрегая величиной $\Delta p'$,

$$\Delta p_{\text{ш}} \geqslant \Delta p'' \frac{\dfrac{D^2_{\text{макс}}}{D_0^2} - 1}{1 - \dfrac{W^2_{\text{мин}}}{W_0^2}}, \qquad (4\text{-}109)$$

откуда относительная величина необходимого перепада в дроссельной шайбе

$$\frac{\Delta p_{\text{ш}}}{\Delta p''} \geqslant \frac{\dfrac{D^2_{\text{макс}}}{D_0^2} - 1}{1 - \dfrac{W^2_{\text{мин}}}{W_0^2}}. \qquad (4\text{-}110)$$

Графически это соотношение представлено на рис. 4-14.

Зависимость отношения $\frac{D_{макс}}{D_0}$ от величины и характера изменения тепловой нагрузки витка была рассмотрена в § 4-4. Для равномерно распределенного прироста тепловой нагрузки $\frac{D_{макс}}{D_0}=\frac{Q_{макс}}{Q_0}$ для прироста, сосредоточенного в зоне радиационного экономайзера, $\frac{D_{макс}}{D_0}>\frac{Q_{макс}}{Q_0}$.

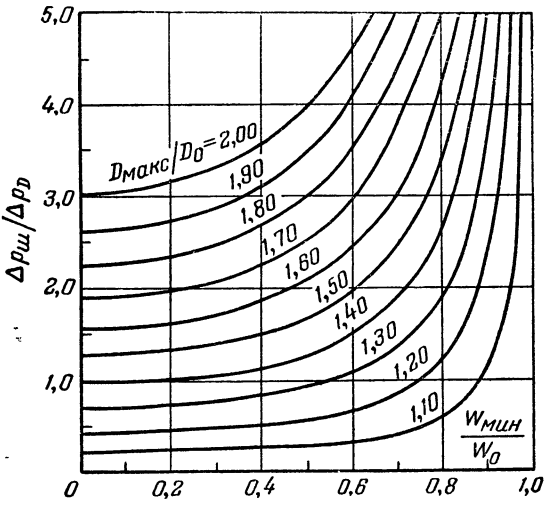


Рис. 4-14. Относительный перепад давления в дроссельных шайбах парообразующих витков, необходимый для обеспечения заданных соотношений расходов воды и пара.

Практика эксплуатации котлов Рамзина показывает, что для котла в целом величина отношения $\frac{D_{макс}}{D_0}$ при существующих способах регулирования составляет 1,2—1,25.

Для отдельных витков радиационной части величина отношения $\frac{D_{макс}}{D_0}$ может оказаться больше, чем для котла в целом. Так, например, в случае, представленном на рис. 4-13, для котла в целом $\frac{D_{макс}}{D_0}=\frac{163}{130}=1{,}25$. Средний диаметр дроссельных шайб, установленных на котле в период, к которому относится этот случай, составлял 7,1 *мм*, чему

соответствует $\frac{\Delta p_{ш}}{\Delta p''}=0{,}9$. По рис. 4-14 находим, что для витка № 50, у которого подача воды сократилась до $W_{мин}=0$, величина отношения $\frac{D_{макс}}{D_0}$ составляет около 1,35.

Если принять допустимым кратковременное сокращение подачи воды в виток до величины, составляющей 20—30% от нормальной подачи, и посчитать, что при современных способах регулирования величина $\frac{D_{макс}}{D_0}$ для отдельных витков котла не превышает 1,3, то, как следует из рис. 4-14 отношение $\frac{\Delta p_{ш}}{\Delta p''}$ должно составлять около 0,7.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ПУЛЬСАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ

5-1. ХАРАКТЕР ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА В ПАРООБРАЗУЮЩИХ ТРУБАХ

Непосредственные наблюдения показывают, что в парообразующих трубах котлов могут возникнуть периодические колебания потока. Существуют два типа таких колебаний: свободные колебания, вызываемые упругостью системы, и вынужденные колебания, возникающие под влиянием периодической возмущающей силы. Колебания обоих типов могут существовать одновременно, накладываясь друг на друга и тем самым взаимно друг друга искажая. Вместе с тем при соответствующих условиях каждое из этих колебаний можно воспроизвести и наблюдать совершенно обособленно.

Для прямоточных котлов существенное значение имеют вынужденные колебания, обычно называемые пульсацией.

Оба типа колебаний представляют собой такие разновидности движения кипящей жидкости в трубах, при которых возникает «разрывность» потока, обусловленная силами, действующими внутри самой системы. Следовательно, для того чтобы эти колебания могли возникнуть и сохраниться, необходимо, чтобы состояние системы удовлетворяло определенным требованиям. В этом заключается принципиальное отличие периодических колебаний этого типа от колебаний апериодичных, например вызываемых измене-

нием теплоотдачи, или от колебаний, периодичность которых обусловлена периодичностью подачи топлива, как это, например, имеет место для колебаний, представленных на рис. 4-8.

5-2. СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Рассмотрим систему, показанную на рис. 5-1, состоящую из ряда обогреваемых вертикальных труб, включенных параллельно между двумя коллекторами. В нижний коллектор подводится вода, из верхнего коллектора отводится образующийся в трубах влажный пар.

Введем упрощение, заключающееся в предположении, что имеется четкая линия раздела между жидкой и паровой фазами и что удельным весом паровой фазы можно пренебречь по сравнению с удельным весом жидкости.

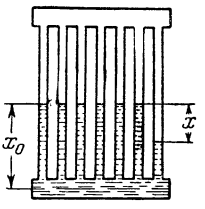


Рис. 5-1. Схема вертикального экрана.

Обозначим через x_0 высоту уровня жидкости в трубах, через f — сечение трубы, $м^2$, и через γ' — удельный вес жидкости, $кг/м^3$. При случайном повышении давления в одной из труб уровень жидкости в этой трубе понизится и отойдет на величину x от равновесного для всей системы положения x_0. Это отклонение вызовет появление восстанавливающей силы

$$P = \gamma' x f, \tag{5-1}$$

стремящейся вернуть уровень в равновесное положение.

Следовательно, масса жидкости в каждой трубе связана с массой жидкости во всех остальных трубах таким образом, что перемещению уровня на x от положения равновесия соответствует изменение восстанавливающей силы на P. Поэтому обе массы образуют колебательную систему с упругостью

$$C = \frac{x}{P} = \frac{1}{\gamma' f}\ [м/кг] \tag{5-2}$$

и некоторым сопротивлением колебаниям R. Если C и R не зависят от величины размаха колебаний, то колебания синусоидальны. В рассматриваемом случае синусоидальность не будет иметь места. Формула (5-2) дает приближенное выражение для упругости, не учитывающее того обстоятельства, что изменение уровня в одной трубе

вызовет изменение уровня и в остальных трубах (при условии, что масса жидкости в системе постоянна). Следовательно, C будет зависеть от размаха колебаний. Равным образом будет зависеть от размаха колебаний и сила сопротивления, пропорциональная квадрату скорости и величине перемещения уровня.

Как известно, для свободных колебаний существует дифференциальное уравнение, согласно которому сумма сил инерции, сопротивления и упругости должна равняться нулю.

Если пренебречь сопротивлением, то уравнение свободного колебания столба жидкости в трубе может быть написано в такой форме:

$$\frac{\pi d^2}{4}(x_0+x)\frac{\gamma'}{g}\frac{d^2x}{d\tau}+\frac{x}{C}=0. \qquad (5\text{-}3)$$

Сила в 1 $кГ$, приложенная к поверхности уровня жидкости в трубе, вызовет перемещение этого уровня по оси трубы на величину

$$C=\frac{1}{\gamma'}\frac{4}{\pi d^2}. \qquad (5\text{-}4)$$

Подставляя это значение C в уравнение (5-3), получим:

$$\frac{\pi d^2}{4}(x_0+x)\frac{\gamma'}{g}\frac{d^2x}{d\tau^2}+\gamma'\frac{\pi d^2}{4}x=0,$$

или

$$(x_0+x)\frac{1}{g}\frac{d^2x}{d\tau^2}+x=0. \qquad (5\text{-}5)$$

Для малых колебаний, когда $x \ll x_0$, это уравнение имеет известное решение:

$$x=A\cos\left(\sqrt{\frac{g}{x_0}}\tau+\varphi\right), \qquad (5\text{-}6)$$

где A — амплитуда колебания;

φ — начальная фаза колебания.

Для больших колебаний уравнение (5-5) может быть решено только методом численного интегрирования, при задании чисел, определяющих условия колебания. Из уравнения (5-6) следует, что период колебания

$$\tau_0=2\pi\sqrt{\frac{x_0}{g}}. \qquad (5\text{-}7)$$

Таким образом, свободные колебания в системе парообразующих труб возможны только в том случае, если система имеет нивелирную высоту x_0. Такие колебания действительно имеют место в кипятильных и экранных трубах барабанных котлов [Л. 26]. Если принять в качестве x_0 высоту точки закипания, обычно равную 2—3 *м*, то по формуле (5-7) получим, что период этих колебаний составляет 3—4 *сек*. Вследствие большой частоты эти колебания не нарушают отвод тепла от стенок труб и поэтому не вызывают вредных последствий для металла труб. Американские исследователи [Л. 53] изучали свободные колебания при естественной циркуляции в специально сконструированной опытной установке при давлениях до 42,5 *ати*. По их наблюдениям нестабильность потока возникает в том случае, если объемное паросодержание на выходе из вертикальной трубы превышает величину $a_e = 0{,}74$. При давлении 42,5 *ати* этому объемному паросодержанию соответствует весовое паросодержание, равное ~7%. Колебания могут быть погашены путем дросселирования потока воды на входе в трубу. Характер колебаний показывают диаграммы регистраторов, представленные на рис. 5-2.

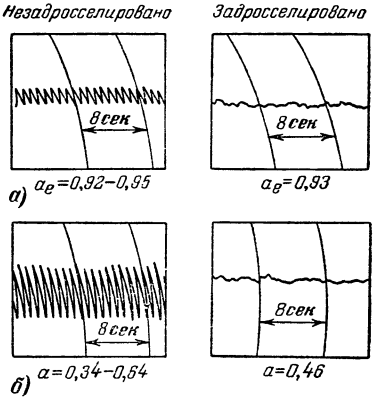


Рис. 5-2. Колебания потока в экспериментальной установке с естественной циркуляцией при давлении 10,5 *ати* и удельной нагрузке 95 *кв/л*.
а — на выходе из канала; *б* — в середине канала.

В прямоточных котлах Рамзина с почти горизонтальным расположением витков свободные колебания практически отсутствуют из-за относительно малой нивелирной высоты и больших сопротивлений, гасящих эти колебания.

5-3. ПУЛЬСАЦИЯ ПОТОКА

Пульсация представляет собой периодические колебания расхода и параметров рабочего тела в отдельных парообразующих трубах прямоточного котла. Эти колебания возникают при наличии определенных условий внутри

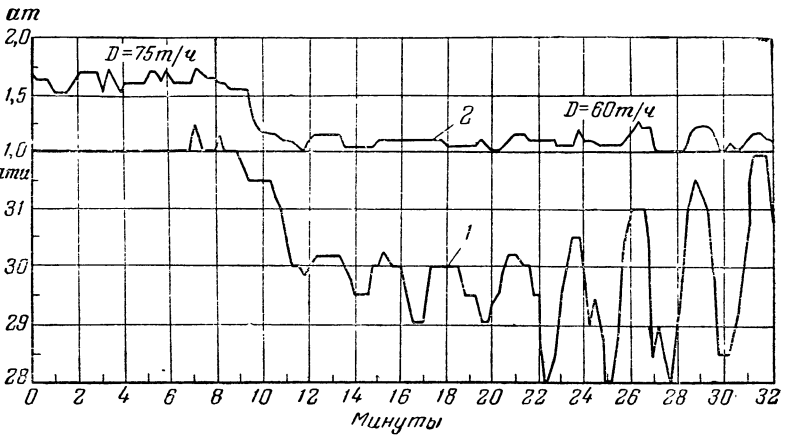


Рис. 5-3. Пульсация в парообразующих витках котла СППН 200/35.
1 — давление за дроссельной шайбой витка № 17; *2* — перепад давления в дроссельной шайбе витка № 14.

трубы независимо от того, постоянна или переменна внешняя теплоотдача трубе.

В качестве примера на рис. 5-3 показано возникновение пульсации в двух витках котла СППН 200/35. В витке № 14 производился замер перепада давления в дроссель-

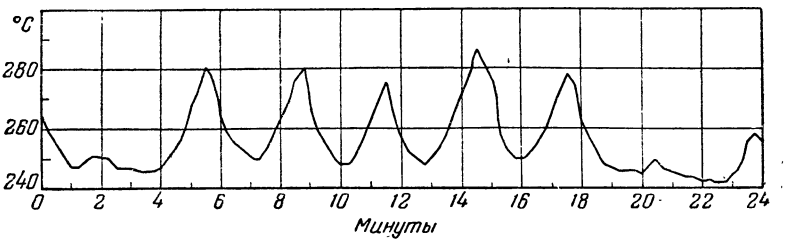


Рис. 5-4. Пульсация температуры пара на выходе из витка радиационной части котла 200/35-2.

ной шайбе, а в витке № 17 замерялось давление непосредственно за дроссельной шайбой. Из рис. 5-3 видно, что в обоих витках пульсация возникла после снижения нагрузки котла с 75 до 60 *т/ч*.

На рис. 5-4 показано пульсационное колебание температуры пара на выходе из витка радиационной части котла 200/35-2.

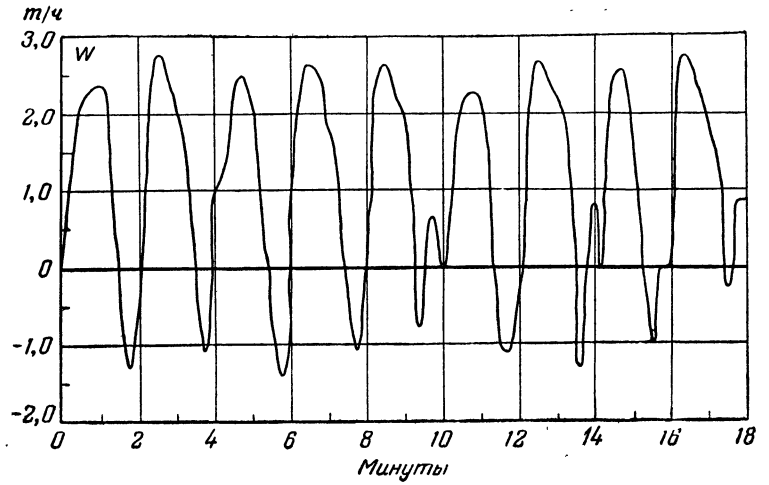


Рис. 5-5. Пульсационный режим с изменением направления потока воды на обратное. Котел СППН 200/35, виток № 14, $d_{ш} = 7{,}5$ *мм*.

В некоторых случаях при пульсации поток воды меняет свое направление на обратное, переходя через нулевое значение. Подобный пульсационный режим показан на рис. 5-5.

Когда скорость воды при пульсации принимает значения, близкие к нулю, теплоотдача от стенок трубы к воде резко уменьшается и температура металла растет. При последующем увеличении расхода нагретые стенки быстро охлаждаются. Такие теплосмены приводят к возникновению кольцевых трещин на внутренней поверхности труб с постепенным выходом этих трещин наружу.

Кольцевые трещины при пульсации появляются почти исключительно в зоне радиационного экономайзера и начала парообразования [Л. 40]. В испарительной зоне витка трещины не возникают, так как расход пара в витке изменяется в меньших пределах, чем расход воды, и охлаждение стенок в этой зоне поддерживается на достаточном уровне. На рис. 5-6 показано изменение расхода воды W в начале витка и пара D в конце витка, заснятые в пульсационном контуре с электрическим обогревом, на котором производилось изучение пульсации в экспериментальном отделе БПК в 1940 г. [Л. 6].Из графика видно, что

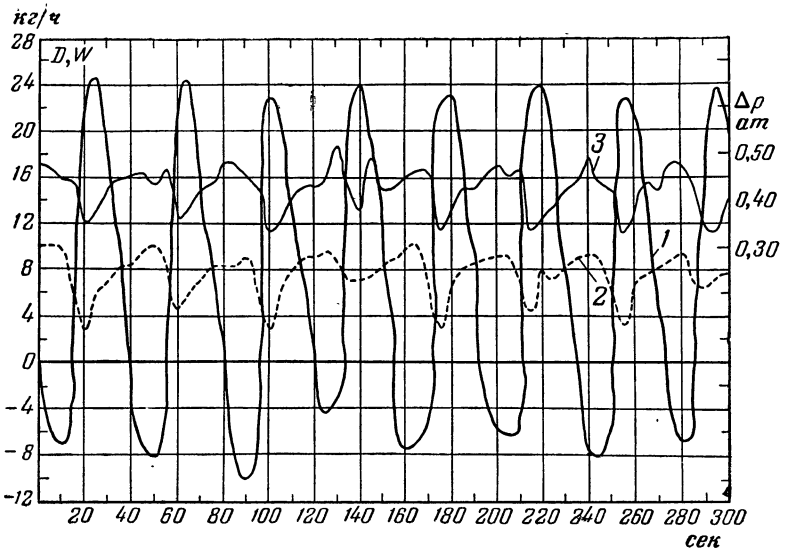


Рис. 5-6. Изменение расходов воды и пара в пульсационном контуре БПК с электрообогревом.

1 — расход воды; *2* — расход пара; *3* — гидравлическое сопротивление витка. $p = 10{,}6$ *ата*; $i_0 = 34$ *ккал/кг*; $t'' = 387°$ С; $\frac{\Delta i'}{\Delta i} = 0{,}184$.

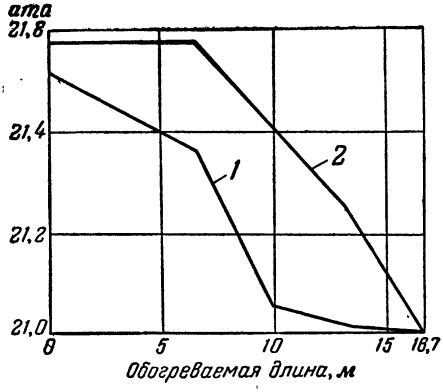


Рис. 5-7. Изменение давления в пульсационном контуре БПК при минимальном и максимальном расходах воды.

1 — при $W_{макс} = 40$ *кг/ч*; *2* — при $W_{мин} = 10$ *кг/ч*.

при пульсации происходит расхождение расходов воды и пара, причем колебания расхода пара значительно меньше, чем колебания расхода воды

На рис. 5-7 показано изменение давления в пульсационном контуре с электрическим обогревом при минимальном и максимальном расходах воды. Обогреваемая длина витка составляла 16,7 *м*. Необогреваемые длины составляли: на входе 4,8 *м* и на выходе 6 *м*. Замер давления производился в пяти точках по длине витка. При минимальном значении W перепад давления в витке имеет максимальное

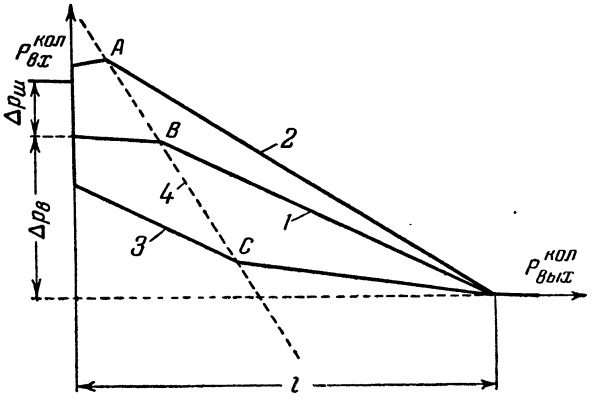


Рис. 5-8. Схема изменения давления в парообразующем витке для различных моментов пульсации.

значение, так как в этот период выдача пара витком максимальна. Наоборот, при максимальной подаче воды в виток перепад давления в нем минимален, так как минимальна выдача пара.

На рис. 5-8 показана схема изменения давления в витке для различных моментов периода пульсации. Кривая *1* соответствует среднему режиму ($W=D$), кривая *2* — наличию максимального давления в витке (отрицательный расход через шайбу, $W<0$), кривая *3* — наличию минимального давления в витке ($W>D$). Точки *A*, *B* и *C* соответствуют концу радиационного экономайзера (т. е. подогревательного участка витка), перемещение которого показывает кривая *4*.

Режим *2* представляет собой движение при наличии источника внутри трубы — точка *A*.

Рис. 5-9 схематически показывает распределение расхо-

дов воды и пароводяной смеси W и D по длине витка для тех же трех моментов периода пульсации, что и на рис. 5-8.

Расхождение расходов, возникающее при изменениях режима работы витка, является необходимым условием появления пульсации. Но одного этого условия недостаточно для того, чтобы пульсация возникла. В гл. 4 были приведены случаи резкого расхождения расходов, не сопровождавшиеся появлением пульсации (например, рис. 4-13). Следовательно, для того чтобы появившееся расхождение расходов развилось в пульсацию, необходимо наличие

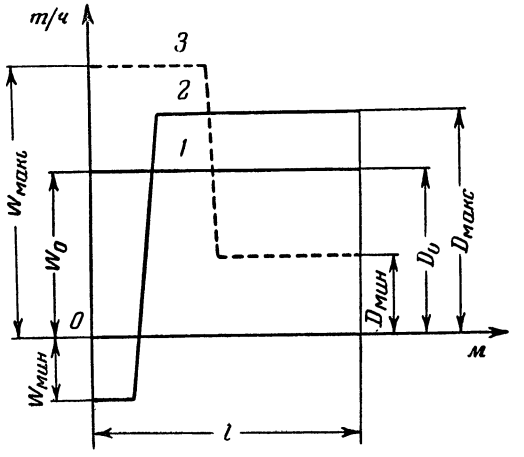


Рис. 5-9. Схема распределения расходов воды и пара по длине витка для трех моментов пульсации.

особых условий, выяснение которых составляет важнейшую задачу исследования. Сложность процесса заставляет при его изучении принимать допущения, упрощающие исследование.

Допустим, что вследствие какого-либо изменения режима возникло расхождение расходов воды W и пара D на величины dW и dD.

При повышении расхода в испарительной части витка сопротивление испарительного участка возрастает, а давление в его начале повышается. Вследствие этого расход через дроссельную шайбу и подогревательную часть витка начинает сокращаться. Если возникшее при сокращении расхода W повышение давления в витке со стороны входного коллектора больше, чем повышение давления в нача-

ле испарительного участка, то пульсация не сможет возникнуть, так как располагаемый напор достаточен для того, чтобы обеспечить стабильность движения при возросшем расходе пара.

Обозначим через:

p_1 — давление во входном коллекторе;
p_2 — давление в выходном коллекторе;
$\Delta p_ш$ — перепад давления в шайбе;
$\Delta p''$ — перепад давления в испарительной части;
$\Delta p'$ — перепад давления в подогревательной части.

Как было сказано выше, возникновение процесса пульсации в парообразующей трубе связано с расхождением расходов воды и пара. В начальный момент эти расходы равны друг другу, $W=D$. Затем расход пара возрастает на величину $+dD$, а расход воды уменьшается на величину $-dW$. Так как функции

$$\Delta p_ш = f(W); \tag{5-8}$$

$$\Delta p' = f(W); \tag{5-9}$$

$$\Delta p'' = f(D) \tag{5-10}$$

являются возрастающими, то возрастанию расхода пара $+dD$ будет соответствовать положительное приращение падения давления в испарительной части, т. е. $+d\Delta p''$. Уменьшению же расхода воды $-dW$ соответствует отрицательное приращение падения давления в шайбе и в подогревательной части витка, т. е. $-d\Delta p_ш$ и $-d\Delta p'$. Пояснение этих соотношений представлено на рис. 5-10 для незадросселированного витка.

Таким образом, условие отсутствия пульсации, считая, что давления в обоих коллекторах p_1 и p_2 остаются при пульсирующем режиме постоянными, выразится следующим неравенством:

$$p_1 - (\Delta p_ш - d\Delta p_ш) - (\Delta p' - d\Delta p') \geqslant p_2 + (\Delta p'' + d\Delta p''),$$

или (5-11)

$$p_1 - p_2 - (\Delta p_ш + \Delta p' + \Delta p'') + d\Delta p_ш + d\Delta p' \geqslant d\Delta p''. \tag{5-12}$$

Но так как

$$p_1 - p_2 = \Delta p_ш + \Delta p' + \Delta p'', \tag{5-13}$$

то, следовательно,

$$d\Delta p_{ш} + d\Delta p' \geqslant d\Delta p'', \tag{5-14}$$

или, так как

$$\Delta p' + \Delta p'' = \Delta p, \tag{5-15}$$

где Δp — перепад давления в витке, то

$$d\Delta p_{ш} + 2d\Delta p' \geqslant d\Delta p. \tag{5-16}$$

Следует отметить, что неравенство (5-11) не учитывает инерционные составляющие перепада давления, возникающие вследствие изменения расходов W и D во времени. В отличие от свободных колебаний (см. § 5-2), для которых силы инерции из-за малого периода колебаний имеют существенную величину, при пульсации в прямоточных котлах с длинными парообразующими витками (котлы Рамзина, Ламонта, Зульцера) силы инерции вследствие медленности изменения расходов ничтожны и поэтому ими можно пренебречь без ущерба для точности расчета.

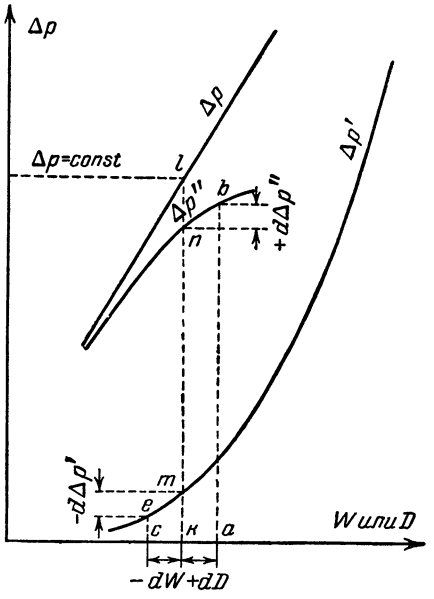


Рис. 5-10. Расхождение расходов воды и пара при пульсационном режиме в парообразующем витке и соотношения между изменением давлений и расходов.

Пульсация потока в парообразующих трубах всегда сопровождается периодическими колебаниями внутренней теплоотдачи, возникающими за счет изменения температуры металла стенок трубы. Когда во время пульсации расход воды через водоподогревательный участок витка сокращается, одновременно происходит уменьшение внутренней теплоотдачи — из-за уменьшения величины коэффициента теплоотдачи с падением скорости движения воды. Так как внешняя теплоотдача остается практически

постоянной, то температура металла стенок трубы растет. При последующем увеличении расхода воды через водоподогревательный участок витка коэффициент теплоотдачи, а значит, и внутренняя теплоотдача возрастают и металл стенок отдает движущейся среде аккумулированное им избыточное тепло.

Следовательно, эти тепловые колебания совпадают по направлению с колебаниями расхода воды через водоподогревательную часть витка. Поэтому они сглаживают колебания величины теплосодержания пароводяной смеси на выходе из витка.

Возникающая из-за изменения температуры металла стенок труб пульсация теплового потока поддерживает и усиливает пульсацию расходов в витке прямоточного котла (см. § 5-5).

5-4. ПУЛЬСАЦИЯ ПРИ ПОСТОЯННОЙ ТЕПЛООТДАЧЕ

Как сказано выше (см. § 5-3), пульсация потока в парообразующих трубах прямоточных паровых котлов всегда сопровождается пульсацией теплоотдачи, возникающей за счет изменения аккумуляции тепла стенками труб. Тем не менее пульсация теплоотдачи не является необходимым условием для получения пульсации потока, которая может идти и при постоянной теплоотдаче. Имеет смысл рассмотреть подробно пульсацию при постоянной теплоотдаче. Это дает возможность легче выявить некоторые общие закономерности процесса. Кроме того, получаемые при этом зависимости могут быть практически использованы для тех случаев, когда изменения теплоотдачи, возникающие из-за пульсации, настолько невелики, что можно ими пренебречь. В первую очередь это относится к прямоточным котлам высокого давления, у которых большой коэффициент теплоотдачи в зоне кипения обусловливает низкую величину разности температур между стенками труб и рабочим телом [Л. 15, 16, 23, 42, 58].

Условие постоянства теплоотдачи соблюдается наиболее полно, если принять, что парообразующий виток выдает только насыщенный пар, т. е. пароперегревательный участок в конце витка отсутствует. Воспользуемся неравенством (5-16), в котором величина Δp может быть определена по уравнению (1-84) гидродинамической характеристики витка:

$$\Delta p = \frac{A}{Q} D^3 - BD^2 + CQD.$$

Постоянные коэффициенты в этом уравнении A, B и C должны быть взяты по формулам (1-103), (1-104) и (1-105).

Перепад давления в шайбе

$$\Delta p_{ш} = \frac{kD^2 \cdot 10^6}{d_{ш}^4} v_0', \tag{5-17}$$

где $d_{ш}$ — *мм*, D — *т/ч*, k — коэффициент, зависящий от формы шайбы.

Перепад давления в подогревательной части витка

$$\Delta p' = 6\,376\lambda \frac{l}{d^5} D^3 \frac{i' - i_0}{Q} 10^3 \frac{v_0' + v'}{2}. \tag{5-18}$$

Неравенство (5-16) равноценно неравенству

$$\frac{d\Delta p_{ш}}{dD} + 2\frac{d\Delta p'}{dD} \geqslant \frac{d\Delta p}{dD}. \tag{5-19}$$

Пользуясь указанными выше формулами, получим это неравенство в таком виде:

$$2\frac{kD \cdot 10^6}{d_{ш}^4} v_0' \geqslant 6\,376\lambda \frac{l}{d^5}\left\{\frac{3 \cdot 10^3}{Q} D^2\left[\frac{(i' - i_0)^2}{2r}(v'' - v') - \right.\right.$$

$$\left. - \frac{i' - i_0}{2}(v' - v_0)\right] - 3D^2 \frac{i' - i_0}{Q} 10^3 (v_0 + v') - 2D \times$$

$$\left. \times \left[(v'' - v')\frac{i' - i_0}{r} - v'\right] + \frac{Q \cdot 10^3}{2r}(v'' - v')\right\}. \tag{5-20}$$

Заменяя $Q = D \cdot 10^3 \Delta i$, обозначая $i' - i_0 = \Delta i'$ и принимая в правой части формулы $v_0' = v'$, получим:

$$2\frac{kD \cdot 10^6}{d_{ш}^4} v_0' \geqslant 6\,376\lambda \frac{l}{d^5}\left[\frac{3}{\Delta i}\frac{\Delta i'^2}{2r}(v'' - v') - 6\frac{\Delta i'}{\Delta i} v' - \right.$$

$$\left. - 2\left(\frac{v'' - v'}{r}\Delta i' - v'\right) + \frac{\Delta i}{2r}(v'' - v')\right] D. \tag{5-21}$$

Умножая обе части неравенства на D, получим:

$$\Delta p_{ш} \geqslant 3\,188\lambda \frac{l}{d^5} D^2\left[\frac{3}{\Delta i}\frac{\Delta i'^2}{2r}(v'' - v') - 6\frac{\Delta i'}{\Delta i} v' - \right.$$

$$\left. - 2\left(\frac{v'' - v'}{r}\Delta i' - v'\right) + \frac{\Delta i}{2r}(v'' - v')\right]. \tag{5-22}$$

После несложных преобразований эта формула приводится к виду:

$$\Delta p_{ш} \geqslant 9\,564\lambda \frac{l}{d^5} D^2 \left(\frac{1}{3} - \frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)\left[2v' + \frac{v'' - v'}{2r}\Delta i \left(1 - \frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)\right]. \tag{5-23}$$

При $\frac{\Delta i'}{\Delta i} = \frac{1}{3}$ необходимый перепад в шайбе равен нулю, т. е., очевидно, что при

$$\frac{\Delta i'}{\Delta i} \geqslant \frac{1}{3} \tag{5-24}$$

пульсация отсутствует и поток устойчив сам по себе.

Обозначив через $i_к$ теплосодержание пара в конце витка, получим из формулы (5-24)

$$\frac{i' - i_0}{i_к - i_0} \geqslant \frac{1}{3}.$$

Но $i_к - i_0 = x''r + i' - i_0$, где x'' —паросодержание в конце витка. Следовательно,

$$\frac{i' - i_0}{x''r + i' - i_0} \geqslant \frac{1}{3},$$

откуда

$$x'' \leqslant 2\frac{i' - i_0}{r}. \tag{5-25}$$

Пользуясь уравнением гидродинамической характеристики (1-84) и формулой (5-23), получим величину отношения перепада давления в шайбах, устраняющих пульсацию, к перепаду давления в витке:

$$\frac{\Delta p_{ш}}{\Delta p} = \frac{1{,}5\left(\frac{1}{3} - \frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)\left[2\frac{v'}{v'' - v'} + \frac{\Delta i}{2r}\left(1 - \frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)\right]}{\frac{1}{\Delta i}\frac{\Delta i'^2}{2r} - \frac{\Delta i'}{r} + \frac{v'}{v'' - v'} + \frac{\Delta i}{2r}}. \tag{5-26}$$

При заданном давлении в парообразующем витке величина $\frac{\Delta p_{ш}}{\Delta p}$, определяемая по этой формуле, тем больше, чем выше температура воды на входе и степень сухости пароводяной смеси на выходе. На рис. 5-11 приведена кри-

вая, построенная по формуле (5-26), показывающая зависимость величины $\frac{\Delta p_ш}{\Delta p}$ от давления для случая, когда $i_0 = 250$ *ккал/кг* и $\Delta i = 380$ *ккал/кг*. При этом степень сухости пароводяной смеси на выходе из витка с ростом давления изменяется в пределах от 90,5 до 99,5%. На график рис. 5-11 нанесены также три точки, полученные из опытов А. А. Давидова и А. И. Краснова [Л. 8], и через эти точки проведена прямая линия. Из рис. 5-11 следует, что если для высоких давлений сходимость расчетных и опытных значений удовлетворительная, то для средних давлений значения $\frac{\Delta p_ш}{\Delta p}$, даваемые формулой (5-26), примерно в 1,5 раза ниже значений, полученных из опытов. В других случаях расхождение может оказаться более значительным. Можно указать на две основные причины этого расхождения: формула (5-26) не учитывает, во-первых, переменности теплоотдачи и, во-вторых, неравномерности тепловой нагрузки по длине витка, сильно сказывающейся на величине производной $\frac{d\Delta p}{dD}$.

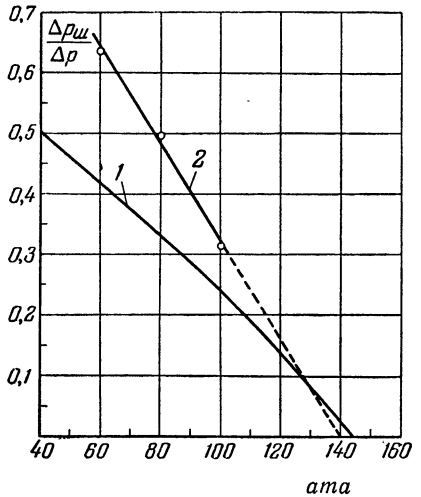


Рис. 5-11. Относительная величина перепада давления в шайбе, устраняющего пульсацию при $i_0 = 250$ *ккал/кг* и $\Delta i = 380$ *ккал/кг* в зависимости от давления.

1 — по формуле (5-26); *2* — по опытным данным

5-5. ПУЛЬСАЦИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ ТЕПЛООТДАЧЕ

Рассмотрим условие отсутствия пульсации при переменном тепловом потоке, по-прежнему исходя из неравенства (5-16):

$$d\Delta p_ш + 2d\Delta p' \geqslant d\Delta p,$$

в котором величина Δp определяется по уравнению (1-84).

Перепады давления в подогревательной части витка и в дроссельной шайбе представим в следующей форме:

$$\Delta p' = \frac{E}{Q} D^3; \tag{5-27}$$

$$\Delta p_{ш} = kD^2. \tag{5-28}$$

При этом не только D, но также и Q является переменной величиной, что следует иметь в виду, определяя дифференциалы, входящие в неравенство (5-16), и пользуясь для этого соотношениями (1-84), (5-27) и (5-28). Значения $d\Delta p'$ и $d\Delta p$ являются полными дифференциалами функций двух переменных. Для выражения этих дифференциалов безразлично, являются ли Q и D независимыми переменными или же они сами являются функциями одного и того же независимого переменного, например, времени. В обоих случаях полные дифференциалы будут иметь одно и то же выражение.

Дифференцируя по известным правилам, получим:

$$2kDdD + 2\left(3\frac{E}{Q}D^2dD - \frac{E}{Q^2}D^3dQ\right) \geqslant$$
$$\geqslant \left(3\frac{A}{Q}D^2 - 2BD + CQ\right)dD + \left(CD - \frac{A}{Q^2}D^3\right)dQ \tag{5-29}$$

или

$$\left(2kD + 6\frac{E}{Q}D^2 - 3\frac{A}{Q}D^2 + 2BD - CQ\right)dD \geqslant$$
$$\geqslant \left(CD - \frac{A}{Q^2}D^3 + 2\frac{E}{Q^2}D^3\right)dQ \tag{5-30}$$

и далее

$$\frac{dQ}{dD} \leqslant \frac{2kD + 6\frac{E}{Q}D^2 - 3\frac{A}{Q}D^2 + 2BD - CQ}{CD - \frac{A}{Q^2}D^3 + 2\frac{E}{Q^2}D^3}. \tag{5-31}$$

Делим числитель и знаменатель правой части неравенства на D:

$$\frac{dQ}{dD} \leqslant \frac{2k + 6\frac{E}{Q}D - 3\frac{A}{Q}D + 2B - C\frac{Q}{D}}{C - \frac{A}{Q^2}D^2 + 2\frac{E}{Q^2}D^2}. \tag{5-32}$$

Чтобы воспользоваться этим неравенством для определения перепада давления в дроссельной шайбе, устраняющей пульсацию, необходимо знать функциональную зависимость между Q и D.

В частном случае, полагая $Q = \text{const}$, получим $\frac{dQ}{dD} = 0$, и, следовательно,

$$2kD + 6\frac{E}{Q}D^2 - 3\frac{A}{Q}D^2 + 2BD - CQ = 0. \qquad (5\text{-}33)$$

Из этого соотношения легко получить приведенный в § 5-4 вывод, что при $\frac{\Delta i'}{\Delta i} \geqslant \frac{1}{3}$ пульсация отсутствует и в дросселировании парообразующих витков вообще нет надобности.

Обработка опытного материала по прямоточным котлам, приведенная в гл. 4, показала, что для котла в целом между колебаниями тепловой нагрузки и колебаниями расхода D существует зависимость, с достаточной точностью выражаемая прямой пропорциональностью (рис. 4-9). В парообразующих витках при пульсационных колебаниях также возникает пропорциональность между Q и D, которую с некоторым расчетным запасом можно принять тоже прямой. Тогда

$$\frac{dQ}{dD} = \frac{Q}{D} = \Delta i = \text{const}. \qquad (5\text{-}34)$$

Подставляя эти значения в неравенство (5-31), получим:

$$\Delta i \leqslant \frac{2kD + 6\frac{E}{Q}D^2 - 3\frac{A}{Q}D^2 + 2BD - CQ}{CD - \frac{A}{Q^2}D^3 + 2\frac{E}{Q^2}D^3}. \qquad (5\text{-}35)$$

Далее, делаем следующие преобразования, имея в виду равенство (5-34):

$$CQ - \frac{A}{Q}D^2 + 2\frac{E}{Q}D^2 \leqslant 2kD + 6\frac{E}{Q}D^2 - 3\frac{A}{Q}D^2 + 2BD - CQ; \qquad (5\text{-}36)$$

$$2kD + 4\frac{E}{Q}D^2 \geqslant 2\frac{A}{Q}D^2 - 2BD + 2CQ; \qquad (5\text{-}37)$$

$$kD + 2\frac{E}{Q}D^2 \geqslant \frac{A}{Q}D^2 - BD + CQ. \qquad (5\text{-}38)$$

Умножая обе части неравенства (5-38) на D, получим:

$$kD^2 + 2\frac{E}{Q}D^3 \geqslant \frac{A}{Q}D^3 - BD^2 + CQD. \qquad (5\text{-}39)$$

Это означает:

$$\Delta p_{ш} + 2\Delta p' \geqslant \Delta p. \qquad (5\text{-}40)$$

Следовательно,

$$\Delta p_{ш} \geqslant \Delta p - 2\Delta p' \qquad (5\text{-}41)$$

или

$$\Delta p_{ш} \geqslant \Delta p'' - \Delta p', \qquad (5\text{-}42)$$

т. е. перепад давления в дроссельной шайбе, необходимый для устранения пульсации, равен разности перепадов давления в парообразующей и в водоподогревательной частях витка, или

$$\frac{\Delta p_{ш} + \Delta p'}{\Delta p''} \geqslant 1. \qquad (5\text{-}43)$$

Полагая $\Delta p_{ш} = 0$, получим условие отсутствия пульсации при незадросселированных витках:

$$\Delta p' \geqslant \Delta p''. \qquad (5\text{-}44)$$

Прибавляя к обеим частям неравенства величину $\Delta p'$, получим:

$$2\Delta p' \geqslant \Delta p. \qquad (5\text{-}45)$$

Исследуем это условие. Для этого, пользуясь известными соотношениями, выразим значения $\Delta p'$ и Δp в функции от D и Q.

Получим, сокращая сразу общий множитель, равный $6\,376\lambda\frac{i}{d^5}$:

$$2D^3\frac{i'-i_0}{Q}10^3\frac{v_0+v'}{2} \geqslant \frac{D^3}{Q}\left[\frac{(i-i_0)^2}{2r}(v''-v') - \right.$$
$$\left. - \frac{i'-i_0}{2}(v'-v_0)\right]10^3 - D^2\left[(v''-v')\frac{i'-i_0}{r} - v'\right] +$$
$$+ QD\frac{v''-v'}{2r}10^{-3}. \qquad (5\text{-}46)$$

Принимаем $v_0 = v'$ и делим обе части неравенства на D^2:

$$2\frac{D}{Q}(i'-i_0)v'\cdot 10^3 \geqslant \frac{D}{Q}\left[\frac{(i'-i_0)^2}{2r}(v''-v')\right]10^3 -$$
$$- \left[(v''-v')\frac{i'-i_0}{r} - v'\right] + \frac{Q}{D}\frac{v''-v'}{2r}10^{-3}. \qquad (5\text{-}47)$$

Заменяем далее:

$$\frac{Q}{D}=\Delta i\cdot 10^3; \tag{5-48}$$

$$i'-i_0=\Delta i'. \tag{5-49}$$

Получим:

$$2\frac{\Delta i'}{\Delta i}v'\geqslant\frac{\Delta i'^2}{\Delta i}\frac{v''-v'}{2r}-\left[(v''-v')\frac{\Delta i'}{r}-v'\right]+\Delta i\frac{v''-v'}{2r}. \tag{5-50}$$

Это неравенство можно представить в следующем виде:

$$2\frac{\Delta i'}{\Delta i}\frac{v'}{v''-v'}\geqslant\left(\frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)^2\frac{\Delta i}{2r}-\frac{\Delta i'}{\Delta i}\frac{\Delta i}{r}+\frac{v'}{v''-v'}+\frac{\Delta i}{2r}. \tag{5-51}$$

Переходя к равенству, получим:

$$\left(\frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)^2\frac{\Delta i}{2r}-\frac{\Delta i'}{\Delta i}\left(\frac{\Delta i}{r}+2\frac{v'}{v''-v'}\right)+\frac{v'}{v''-v'}+\frac{\Delta i}{2r}=0 \tag{5-52}$$

или

$$\left(\frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)^2-\frac{\Delta i'}{\Delta i}\left(2+4\frac{r}{\Delta i}\frac{v'}{v''-v'}\right)+\frac{2r}{\Delta i}\frac{v'}{v''-v'}+1=0. \tag{5-53}$$

Решая это уравнение относительно $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$, получим:

$$\frac{\Delta i'}{\Delta i}=1+2\frac{r}{\Delta i}\cdot\frac{v'}{v''-v'}\pm$$

$$\pm\sqrt{\left(1+2\frac{r}{\Delta i}\frac{v'}{v''-v'}\right)^2-\left(1+2\frac{r}{\Delta i}\frac{v'}{v''-v'}\right)}. \tag{5-54}$$

Обозначив

$$\frac{rv'}{v''-v'}=\beta \tag{5-55}$$

и принимая перед корнем знак минус, получим решение в таком виде:

$$\frac{\Delta i'}{\Delta i}\geqslant 1+2\frac{\beta}{\Delta i}-\sqrt{\left(1+2\frac{\beta}{\Delta i}\right)^2-\left(1+2\frac{\beta}{\Delta i}\right)}. \tag{5-56}$$

Эта формула дает значения $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$, при которых нет надобности в дросселировании парообразующих витков с целью устранения в них пульсации расхода.

Величина β зависит только от давления. Эта зависимость представлена графически на рис. 5-12. Величина же

отношения $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$, начиная с которой прекращается пульсация, зависит от значения $2\frac{\beta}{\Delta i}$. Эта зависимость показана графически на рис. 5-13.

На рис. 5-14 показана построенная для давлений 10, 40 и 120 *ата* зависимость величины отношения $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$, начиная с которой прекращается пульсация, от теплосодержания воды на входе в виток. В отличие от случая, когда $Q = \text{const}$, при котором пульсация не возникает, если $\frac{\Delta i'}{\Delta i} \geqslant \frac{1}{3}$, при $Q = \text{var}$ пульсация отсутствует лишь при значительно более высоких величинах отношения $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$ — порядка 0,6 — 0,8.

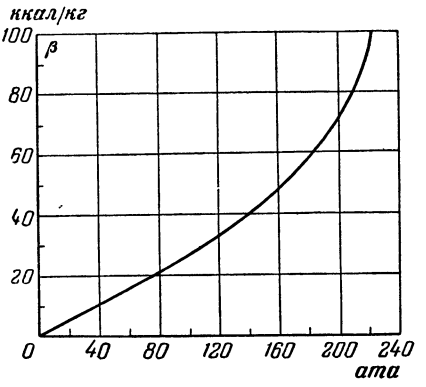


Рис. 5-12. Зависимость величины β от давления пара.

На рис. 5-15 для тех же давлений 10, 40 и 120 *ата* показаны допустимые максимальные значения степени сухости пара $x''_{\text{макс}}$ на выходе из витка, при которых еще отсутствует пульсация в незадросселированном витке, в зависимости от теплосодержания воды, поступающей в виток.

Во всех случаях предполагается, что внутренний диаметр одинаков по всей длине витка. Понятно, что, увеличивая диаметр в парообразующей части витка (по сравнению с диаметром, принятым для водоподогревательной части), можно значительно повысить допустимые величины $x''_{\text{макс}}$, но это мероприятие можно рассматривать как особый вид дросселирования — за счет малых диаметров витка в его водоподогревательной части.

Пользуясь неравенством (5-41), можно определить отношение перепада давления в дроссельной шайбе, устраняющей пульсацию, к полному перепаду давления в парообразующем витке:

$$\frac{\Delta p_{\text{ш}}}{\Delta p} = 1 - \frac{2\Delta p'}{\Delta p}. \qquad (5\text{-}57)$$

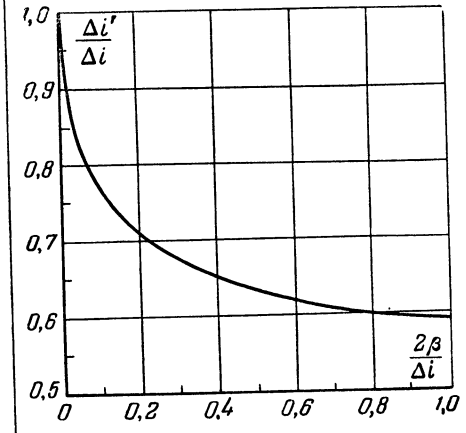


Рис. 5-13. Величина отношения $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$, начиная с которой, прекращается пульсация в незадросселированных витках.

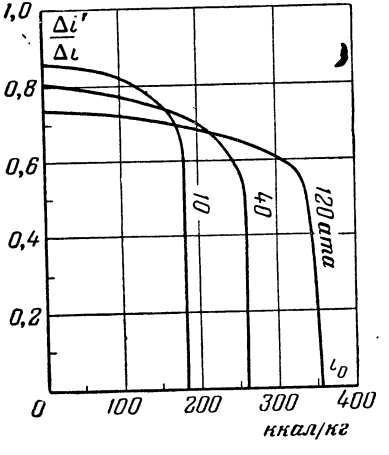


Рис. 5-14. Величина отношения $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$, начиная с которой, прекращается пульсация в незадросселированных витках для давлений 10, 40 и 120 *ата* в зависимости от теплосодержания воды на входе в виток i_0 [*ккал/кг*].

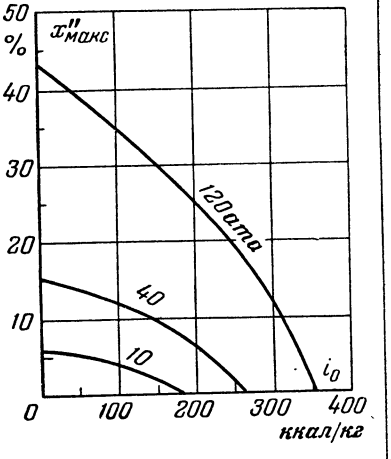


Рис. 5-15. Максимальные значения сухости пара на выходе из витка, при которых отсутствует пульсация в незадросселированном витке.

Далее, имея в виду соотношения (5-46) — (5-56), нетрудно преобразовать это неравенство к такому виду:

$$\frac{\Delta p_{ш}}{\Delta p} \geqslant 1 - \frac{2\frac{2\beta}{\Delta i}\frac{\Delta i'}{\Delta i}}{\left(\frac{\Delta i'}{\Delta i}\right)^2 - 2\frac{\Delta i'}{\Delta i} + \frac{2\beta}{\Delta i} + 1}, \qquad (5\text{-}58)$$

где величина β определяется формулой (5-55) или по рис. 5-12. На рис. 5-16 зависимость (5-58) представлена графически. Этот график дает возможность легко определять для разных условий перепад давления в дроссельной

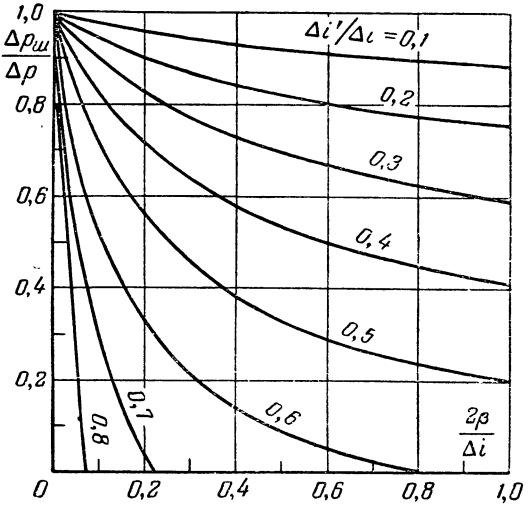


Рис. 5-16. Относительный перепад давления в дроссельных шайбах, устраняющих пульсацию.

шайбе, необходимый для устранения пульсации потока в парообразующих витках прямоточных котлов.

На рис. 5-17 представлены результаты опытов Б. И. Шмуклера по выявлению закономерностей пульсационных режимов в незадросселированных витках верхней радиационной части котла 60СП 12/300. По оси абсцисс отложено среднее давление в витке, по оси ординат — величина $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$. Теплосодержание воды на входе в витки состав-

ляло 120±10 *ккал/кг*. Кривая *3*, проведенная в соответствии с опытными точками, дает границу пульсационного режима, исчезающего при значениях $\frac{\Delta i'}{\Delta i}$, лежащих выше кривой. Линия *2* на этом графике дает расчетную границу пульсационного режима при постоянной теплоотдаче, линия *3* — при переменной теплоотдаче, определяемой условием (5-34). Рис. 5-17 (так же как и рис. 5-11) показывает, что переменность теплоотдачи тем сильнее сказы-

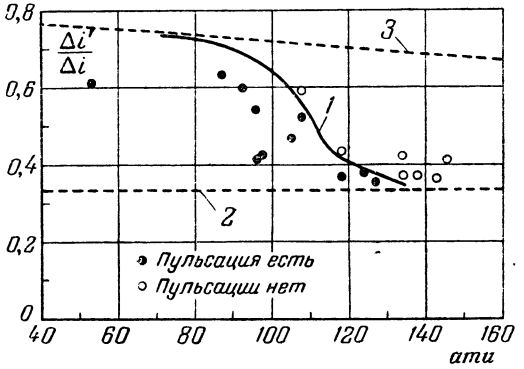


Рис. 5-17. Границы пульсационных режимов для незадросселированных витков в зависимости от давления.

1 — опытные данные; *2* — расчетная граница при Q= const; *3* — расчетная граница при Q = var.

вается на закономерности пульсации, чем ниже давление. Поэтому для высоких давлений формула (5-42) дает завышенный перепад давления в дроссельных шайбах.

Для прямоточных котлов Рамзина экспериментальная проверка неравенства (5-43) была проведена А. А. Давидовым и А. И. Красновым на специальной опытной установке с паровым обогревом витков [Л. 8]. Опыты, охватившие 48 различных режимов, проводились для давлений до 100 *ата*. В результате проведенных исследований экспериментаторы пришли к выводу, что для устранения пульсаций в прямоточных котлах среднего давления следует устанавливать дроссельные шайбы с суммарным сопротивлением $\Delta p_{ш} + \Delta p'$, составляющим примерно 80% от перепада давления в испарительной части витка. Для котлов с давлением 100 *ат* допустимо снижение вели-

чины $\Delta p_{ш} + \Delta p'$ до 70% от величины $\Delta p''$. По данным Б. И. Шмуклера [Л. 10] величина соотношения $\frac{\Delta p_{ш} + \Delta p'}{\Delta p''}$, гарантирующая отсутствие пульсации, существенно уменьшается с ростом давления (примерно до 30% при 100 *ата* и до 10—15% при 130 *ата*). Таким образом, опыты показали, что неравенство (5-43) при расчете дросселирования дает запас тем больший, чем выше давление.

Для парообразующего витка прямоточного котла перепад давления между коллекторами в общем случае представляет собой сумму

$$\Delta p = \Delta p_{ш} + \Delta p' + \Delta p''. \qquad (5\text{-}59)$$

Примем исходя из неравенства (5-42), что

$$\Delta p_{ш} = \Delta p'' - \Delta p', \qquad (5\text{-}60)$$

и подставим это значение в формулу (5-59). Получим:

$$\Delta p = 2\Delta p''. \qquad (5\text{-}61)$$

Этот вывод показывает, что полное сопротивление парообразующего витка прямоточного котла должно равняться удвоенному сопротивлению его испарительной части, т. е. перепады давлений в участках витка, занятых водой и пароводяной смесью, должны равняться друг другу, причем безразлично, как распределяется перепад в участке витка, занятом водой, между потерей напора в трубе и потерей напора в дроссельной шайбе.

В соответствии с этим возможны два способа уменьшения гидравлического сопротивления прямоточных котлов.

Первый способ заключается в том, что уменьшают величину $\Delta p''$, т. е. перепад давления в испарительном участке парообразующих витков. Это можно сделать либо посредством снижения скорости пароводяной смеси (увеличение диаметра витка при переходе от воды к пароводяной смеси или вилкообразный переход в конце водоподогревательной части с одного витка на два), либо посредством установки промежуточных коллекторов в зоне парообразования. В последнем случае возникают большие затруднения с равномерной раздачей пароводяной смеси по виткам (см. гл. 3).

Второй способ заключается в использовании перепада давления конвективного экономайзера. Этот способ, как

известно, применен в котлах Зульцера, у которых витки радиационной части составляют непосредственное продолжение витков конвективного экономайзера. Гидравлическое сопротивление конвективного экономайзера посредством применения труб малого диаметра доведено до такой величины, при которой нет надобности в установке дроссельных шайб с целью устранения пульсации. Линии, соединяющие витки конвективного экономайзера с витками радиационной части, использованы в качестве подвесных труб, к которым крепится поверхность нагрева в топке и в первом газоходе. Конвективный экономайзер — кипящий.

Достоинством этой конструкции является то, что точка закипания находится в конвективной части котла, т. е. области сравнительно низких и сравнительно мало колеблющихся тепловых нагрузок. Тем самым все неприятные явления, связанные с вытеснением влаги из радиационной части при резких колебаниях тепловой нагрузки (см. гл. 4), если не устранены совсем, то во всяком случае сильно ослаблены [Л. 11].

Получающаяся экономия в перепаде давления, как нетрудно понять, численно равна минимально допустимому перепаду давления в обычном конвективном экономайзере некипящего типа. Вообще говоря, экономия эта не очень велика.

К недостаткам такой конструкции следует отнести необходимость выдерживать определенное соотношение между количествами параллельных витков в конвективном экономайзере и в радиационной части. В котлах высокой паропроизводительности это требование может сильно стеснить конструктора и заставить его пойти на несливаемость пакетов конвективного экономайзера, что, между прочим, и имеет место в упомянутых котлах Зульцера.

Выигрыш в затрате напора на питание котла, получаемый за счет объединения витков конвективного экономайзера и радиационной части, составляет величину порядка 1 *ат*, т. е. не более 3—4% от общей затраты напора. Таким образом, выгода эта весьма невелика, покупается же она ценой усложнения конструкции, что будет особенно сказываться у мощных котлов.

5-6. ПЕРИОД И АМПЛИТУДЫ ПУЛЬСАЦИИ

Рассматривая пульсационное движение, как движение в среднем установившееся, придем к заключению, что суммарное количество рабочего тела, прошедшее за период

пульсации τ_π через любое сечение трубы, представляет собой постоянную величину

$$G_{\tau_\pi} = \int_0^{\tau_\pi} W\,d\tau = \int_0^{\tau_\pi} D d\tau = \text{const}. \qquad (5\text{-}62)$$

Суммарное количество рабочего тела за время прохода, т. е. средняя весовая емкость витка, тоже представляет собой постоянную величину

$$G_{\tau_{пр}} = B = \int_0^{\tau_{пр}} W d\tau = \int_0^{\tau_{пр}} D d\tau = \text{const}. \qquad (5\text{-}63)$$

Допустим, что колебания расхода представляют собой правильную периодическую функцию, например [Л. 6]:

$$W = W_0 + W_A \sin \frac{2\pi}{\tau_\pi} \tau, \qquad (5\text{-}64)$$

где W_0 — среднее значение и W_A — амплитуда. Тогда условия (5-62) и (5-63) означают, что

$$\int_0^{\tau_\pi} \left(W_A \sin \frac{2\pi}{\tau_\pi} \tau\right) d\tau = \int_0^{\tau_{пр}} \left(W_A \sin \frac{2\pi}{\tau_\pi} \tau\right) d\tau = 0, \qquad (5\text{-}65)$$

что может иметь место только при $\tau_\pi = n\tau_{пр}$, где n — целое число. Значит, период пульсации и время прохода должны быть кратными величинами.

Опыт показал, что $n = 1$ и, следовательно, $\tau_\pi = \tau_{пр}$, т. е. период пульсации равен времени прохода.

На рис. 5-18 приведено сопоставление времени прохода обогреваемой части опытного пульсационного контура с электрическим обогревом и периода пульсации. Время прохода подсчитывалось в предположении, что скорости воды и пара в испарительной части витка одинаковы. Так как в действительности скорость воды значительно меньше скорости пара, то принятый способ подсчета занижал время прохода и поэтому большинство точек легло выше прямой, проведенной под углом 45°. Довольно значительный разброс точек объясняется тем, что по условиям опытов теоретическое время прохода (т. е. при равенстве скоростей

воды и пара) не могло быть подсчитано с достаточной точностью. Кроме того, величина относительной скорости пара, зависящая, как показано ниже, в основном от паросодержания, не была одинакова в опытах, что тоже оказало влияние на разброс опытных точек.

Тем не менее из рис. 5-18 достаточно отчетливо видно, что с ростом времени прохода увеличивается и период пульсации.

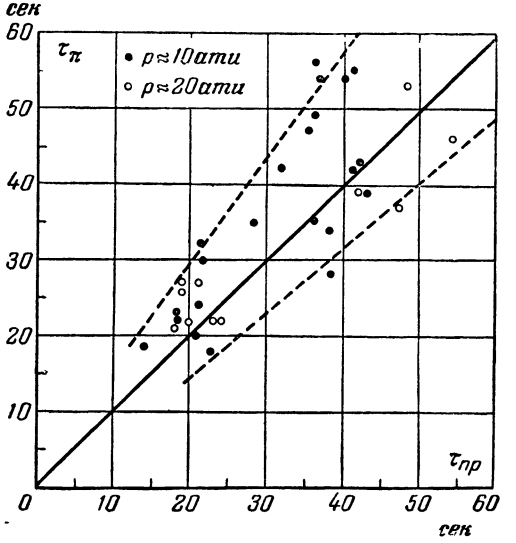


Рис. 5-18. Время прохода и период пульсации для обогреваемой части опытного пульсационного контура БПК с электрообогревом.

Занижение времени прохода при подсчете его, исходя из равенства скоростей воды и пара, становится особенно большим для случаев, когда температура воды на входе в виток близка к кипению. Так, например, в опытах с пульсационным контуром при температуре воды на входе всего лишь на 10° ниже температуры кипения период пульсации был в 4—5 раз больше, чем расчетное теоретическое время прохода. В аналогичных или близких условиях для верхней радиационной части котла 200/35-2 замеренный период пульсации был в 3—4 раза больше теоретического времени прохода. Это указывает на то, что при движении пароводяной смеси по трубам происходит расслоение воды и пара, причем скорость воды, увлекаемой паром, значительно

меньше скорости пара, а значит водяная емкость парообразующей части витка значительно больше, чем получается при подсчете ее величины, исходя из равенства скоростей воды и пара.

Обозначим через φ' долю сечения трубы f, занятую водой, через D — расход пароводяной смеси, *кг/сек*, через x — степень сухости пара. Тогда получим скорость воды

$$w' = \frac{D(1-x)}{\gamma' f \gamma'} \quad [м/сек] \tag{5-66}$$

и скорость пара

$$w'' = \frac{Dx}{(1-\varphi')\, f \gamma''} \quad [м/сек]. \tag{5-67}$$

Предполагаем равенство этих скоростей, тогда

$$\frac{1-x}{\varphi'\gamma'} = \frac{x}{(1-\varphi')\gamma''}, \tag{5-68}$$

откуда

$$\varphi' = \frac{(1-x)\gamma''}{x\gamma' - (1-x)\gamma''}. \tag{5-69}$$

Пусть скорость пара в n раз больше скорости воды. Тогда доля сечения, занятого водой,

$$\varphi'_n = \frac{(1-x)n\gamma''}{x\gamma' - (1-x)n\gamma''}. \tag{5-70}$$

Из формул (5-69) и (5-70) будем иметь:

$$\frac{\varphi'_n}{\varphi'} = n \frac{x\gamma' + (1-x)\gamma''}{x\gamma' + (1-x)n\gamma''}. \tag{5-71}$$

Время прохода для воды при $n = 1$

$$\tau'_{\text{пр}} = \frac{B'}{D(1-x)} = \frac{\varphi' f l \gamma'}{D(1-x)} \tag{5-72}$$

и при $n > 1$

$$\tau'_{\text{пр}n} = \frac{B'_n}{D(1-x)} = \frac{\varphi_n f l \gamma'}{D(1-x)}. \tag{5-73}$$

Отсюда получаем:

$$\frac{\tau'_{\text{пр}n}}{\tau'_{\text{пр}}} = \frac{\varphi'_n}{\varphi} = n \frac{x\gamma' + (1-x)\gamma''}{x\gamma' + (1-x)n\gamma''}. \tag{5-74}$$

Это соотношение графически представлено на рис. 5-19 для давления пара $p = 35$ *ата*. Из графика видно, что с ростом степени сухости пара величина отношения $\frac{\varphi'_n}{\varphi'} = \frac{\tau'_{пр.n}}{\tau'_{пр}}$ при постоянном значении n растет и становится равной n при $x = 1$. С ростом скорости пара, т. е. с повышением его степени сухости, значение n возрастает.

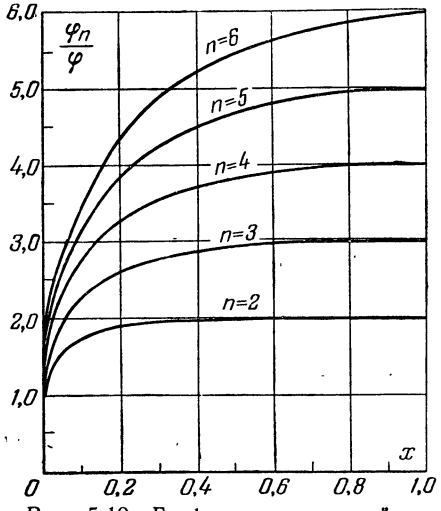


Рис. 5-19. График, построенный по соотношению (5-74).

Поэтому для больших степеней сухости пароводяной смеси действительное время прохода больше отличается от теоретического времени, подсчитанного исходя из равенства скоростей воды и пара.

Этим и объясняется то обстоятельство, что при температурах воды, близких к кипению, и высоких степенях сухости пара на выходе из витка период пульсации, равный истинному времени прохода, значительно больше, чем теоретическое время прохода.

Следовательно, при движении пароводяной смеси время прохода для воды и для пара различно. Величина периода пульсации определяется временем прохода для воды.

Соотношение (5-74) дает возможность оценить расхождение скоростей воды и пара при пульсирующем режиме движения. Выше было упомянуто, что для верхней радиационной части котла 200/35-2 период пульсации оказался в 3—4 раза больше теоретического времени прохода. Температура воды на входе в витки при этом была лишь на несколько градусов ниже точки кипения, а степень сухости пара на выходе составляла около 80%. Считая, что среднее значение $x \approx 0{,}4$, получим по рис. 5-19 для $x = 0{,}4$ и $\frac{\varphi'_n}{\varphi'} = 3$ величину $n = 3{,}2$.

Полученный результат подтверждает существование

весьма значительной относительной скорости пара при движении пароводяной смеси в горизонтальных трубах.

Амплитуда пульсации представляет собой наибольшее отклонение расхода от среднего значения. Из § 5-3 (рис. 5-6) следует, что амплитуды пульсации на входе в виток и на выходе из него различны. Точный подсчет амплитуды пульсации по пару затруднителен вследствие периодических изменений параметров пара на выходе из витка, сопровождающих пульсацию расхода по пару D. Амплитуда пульсации на входе в виток может быть замерена с достаточной точностью, поскольку на входе в виток — вода. Поэтому удобнее пользоваться именно этой амплитудой, выражая ее в безразмерной форме:

$$\mu_W = \frac{W_{макс} - W_{мин}}{W_0}. \qquad (5\text{-}75)$$

Опыт наладки котлов Рамзина показал, что амплитуда пульсации уменьшается с ростом дросселирования, т. е. с увеличением отношения $\Delta p_ш : \Delta p$. При достаточно большой величине этого отношения периодические колебания расхода совершенно исчезают и остаются только колебания, связанные с изменениями теплоотдачи, давления пара и нагрузки котла, рассмотренные в гл. 4.

При первых пусках котла СПП 200/140 был проведен замер пульсации в витках нижней радиационной части с дроссельными шайбами диаметром 10, 9 и 7 *мм*. Нижняя радиационная часть этого котла состоит из 30 параллельно включенных витков диаметром 42×6 *мм*, имеющих в среднем длину $l = 173{,}6$ *м*. Исследование пульсации проводилось на растопочном режиме при $D = 55$ *т/ч*, $p_{ср} = 40$ *ата*, $i_0 = 200$ *ккал/кг*, $x'' = 70\%$. На рис. 5-20 показана полученная при этих условиях зависимость амплитуды пульсации μ_W от перепада давления в дроссельных шайбах $\Delta p_ш$, из которой видно, что амплитуда пульсации убывает с ростом дросселирования и при шайбах $d_ш = 7$ *мм* пульсация почти исчезает.

Чем больше амплитуда пульсации у незадросселированного витка, тем сильнее приходится его дросселировать. Это дает основание предположить, что перепад давления в дроссельных шайбах, устраняющий пульсацию, пропор-

ционален величине амплитуды пульсации, возникающей в витках при отсутствии дросселирования:

$$\Delta p_{ш} \equiv \mu_{W}. \tag{5-76}$$

В таком случае амплитуда пульсации при отсутствии дросселирования должна зависеть от тех же факторов, от которых зависит перепад давления в дроссельных шайбах, необходимый для устранения пульсации.

Наблюдения за пульсацией, проведенные на котлах Рамзина, во время растопок, показали, что с повышением

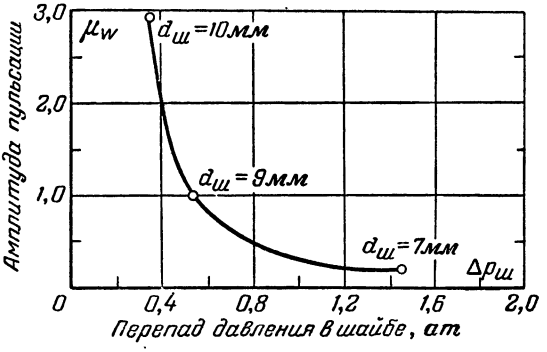


Рис. 5-20. Зависимость амплитуды пульсации от перепада давления в дроссельной шайбе.

давления пульсация ослабевает. В опытах с пульсационным контуром БПК, проводившихся при давлениях ~10 и ~20 *ата*, рост давления сопровождался в некоторых случаях увеличением амплитуды пульсации, в большинстве же случаев увеличение давления не сказывалось на амплитуде.

При низких и средних давлениях появление перегрева пара на выходе из витков обычно вызывает увеличение амплитуды пульсации. В котле СППН 200/35 витки первого конвективного пакета составляли непосредственное продолжение витков радиационной части и имели на выходе перегретый пар с температурой порядка 320° С. Для устранения пульсации на входе в эти витки пришлось поставить дроссельные шайбы с диаметром 5 *мм*. С целью снижения затраты напора на дросселирование в том месте витков радиационной части, где степень сухости пара составляет

около 70%, были врезаны два коллектора, соединенные друг с другом смесительным патрубком. Таким образом, хвостовая часть витков, имевшая перегретый пар на выходе, была отделена от испарительной части. Это позволило увеличить диаметр дроссельных шайб до 8 *мм*, т. е. снизить затрату напора на дросселирование более чем в 6 раз.

Практика работы котлов типа 200/35-2 показала, что случайные выходы отдельных витков радиационной части на перегрев сопровождаются появлением пульсационного режима в этих витках (рис. 5-4). Интересно отметить, что эта пульсация не всегда сопровождается колебаниями температуры на выходе, замеряемой поверхностными термопарами. Колебания, подобные показанным на рис. 5-4, имеют место только в том случае, если во время пульсации при максимальных расходах по пару $D_{макс}$ в конце витка появляется влажный пар. При наличии же в конце витка только перегретого пара устанавливается некоторая средняя, достаточно устойчивая температура стенки на выходе из витка. Это обстоятельство, обнаруженное при исследовании пульсации в котле СППН 200/35 и подтвержденное в опытах с пульсационным контуром, указывает на незначительность колебаний выходной температуры пара при достаточно высоком перегреве. Между тем колебания расхода D на выходе весьма значительны. Так, например, в режиме, показанном на рис. 5-21 (пульсационный контур БПК), отношение $\frac{D_{макс}}{D_{мин}}$ доходит до 2, тогда как конечная температура, замеряемая поверхностной термопарой вне зоны обогрева, весьма устойчива.

Постоянство этой температуры, несмотря на сильные колебания количеств пара, говорит о том, что теплоотдача от стенок витка пару имеет также пульсирующий характер, причем период этой тепловой пульсации совпадает с периодом пульсации расхода на выходе из витка, а амплитуда пропорциональна амплитуде пульсации μ_D, замеряемой на выходе из витка. В самом деле, конечное теплосодержание пара $i_к = i'_0 + \frac{Q}{D}$ при расходах D, изменяющихся по периодическому закону, может быть постоянным только в том случае, если и теплоотдача Q следует тому же периодическому закону.

Нетрудно указать источник этих тепловых колебаний. Стенки витка, охлаждаясь и нагреваясь, вследствие пере-

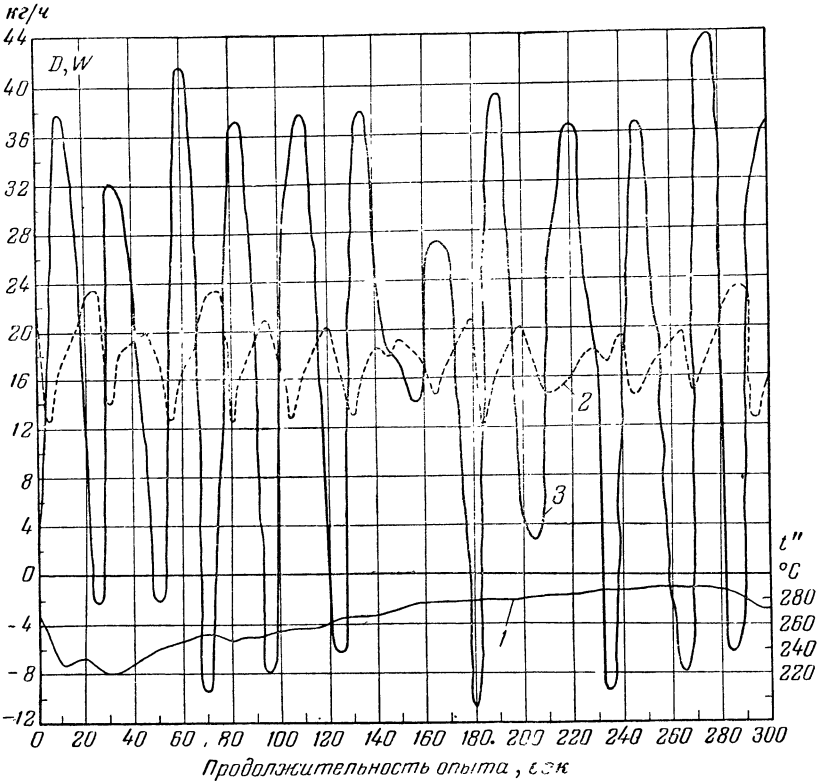


Рис. 5-21. Температура пара на выходе из витка при пульсационном режиме.

1 — температура пара на выходе из витка; *2* — расход пара на выходе; *3* — расход воды на входе.

Режим опыта: $p_{\text{а}} = 20{,}7$ *ата*; $W_{\text{ср}} = 19{,}1$ *кг/ч*; $i_0 = 41$ *ккал/кг*;

$$t''_{\text{ср}} = 264^\circ\text{ C}; \quad \frac{\Delta i'}{\Delta i} = 0{,}27.$$

мещения во время пульсации точек начала испарения и начала перегрева создают периодические колебания внутренней теплоотдачи при практически постоянной внешней теплоотдаче.

В гл. 4 было показано, что колебания теплоотдачи в перегревателе, возникающие вследствие изменения температуры, состояния и количества пара, могут достигать очень большой величины (см., например, рис. 4-8). Такие же точно колебания и возникают при пульсации, когда в конце витка — перегретый пар. Тепловые колебания имеются

и при влажном паре в конце витка — за счет перемещения точки начала кипения и связанных в этим колебаний температур стенки в конце подогревательной зоны и в начале зоны испарения. Конечно, эти колебания в большинстве случаев значительно меньше колебаний, возникающих при наличии перегретого пара в конце витка. Тем не менее при некоторых условиях и эти колебания могут достигнуть очень большой величины.

Допустим, что в парообразующем витке радиационной части, выдающем пароводяную смесь, возникло расхождение расходов, причем выдача пара возросла, а подача воды уменьшилась. В связи с этим температура стенок трубы в зоне радиационного экономайзера и в переходном участке начинает расти. Когда виток освободится от избыточного пара и давление в нем снизится, подача воды восстанавливается и избыток тепла, аккумулированного в стенках трубы, передается рабочему телу, увеличивая тем самым внутреннюю теплоотдачу. Количество этого избыточного тепла тем больше, чем сильнее первоначальное сокращение подачи воды. При сокращении подачи воды до нуля или до отрицательных значений стенки витка в зоне радиационного экономайзера нагреваются до высокой температуры, порядка 500—600° С в зависимости от величины теплонапряжения. Вследствие этого последующее восстановление потока сопровождается бурным парообразованием, приводящим к новому сокращению подачи воды и т. д. С каждым разом колебания расхода увеличиваются, происходит последовательное нарастание их амплитуды, что можно видеть, например, из рис. 5-3 по росту давления за шайбой витка № 17.

Следовательно, возникающие колебания теплоотдачи вызывают раскачку расхода и превращают эпизодическую закупорку витка, возникшую из-за резкого роста теплоотдачи, в правильный пульсационный режим.

Колебания теплоотдачи в зоне радиационного экономайзера, связанные с изменением температуры стенок, тем меньше, чем короче радиационный экономайзер, чем выше температура поступающей в него воды, чем ниже его теплонапряжение и чем тоньше стенки витков.

5-7. ОБЩЕКОТЛОВАЯ ПУЛЬСАЦИЯ

Из опыта работы прямоточных котлов Рамзина известны случаи общекотловой пульсации, которая может принимать различные формы. Так, на рис. 4-11 показана об-

щекотловая пульсация, распространяющаяся на выдачу пара и на его выходные параметры — температуру и давление, при постоянной подаче воды (котел СППВ 200/140). В этом случае пульсация возникала вследствие периодического застоя воды в наиболее обогреваемых витках конвективного экономайзера при малых нагрузках котла [Л. 37].

На рис. 5-22 показан случай общекотловой пульсации на котле 200/35-2. В этом случае пульсация распространяется на выдачу пара и подачу воды при постоянстве выходных параметров пара, а ее причиной явилось увеличение подачи воды с 80 до 95 *т/ч*. Подача топлива оставалась все время постоянной, что можно видеть по характеру кривых, показывающих напряжение в сети агрегатов Леонардо, дающих ток электродвигателям питателей пыли. Соответственно этому внешняя теплоотдача оставалась практически постоянной, что следует также из устойчивости температуры газов за пароперегревателем. Вместе с тем внутренняя теплоотдача сильно изменялась — в точном соответствии с кривой расходов по пару, так как температура и давление пара на выходе не изменялись.

Эти колебания внутренней теплоотдачи, связанные с перемещением точек начала испарения и начала перегрева, способствуют возникновению общекотловой пульсации при изменениях режима работы котла и поддерживают ее после того, как она возникла.

Представляет интерес оценить хотя бы приближенно величину колебаний температуры металла труб, связанную с изменением аккумуляции тепла в металле и с возникающими по этой причине колебаниями теплоотдачи. Такой подсчет можно сделать для пароперегревателя котла, воспользовавшись данными опыта, представленными на рис. 4-8.

В период B теплоотдача пароперегревателя за 1,25 *мин* выросла с $9 \cdot 10^6$ до $21 \cdot 10^6$ *ккал/ч*. Принимая без особой погрешности, как это видно из рис. 4-8, что рост теплоотдачи во времени происходил по закону прямой пропорциональности, получим, что количество тепла, воспринятое паром за период этого роста, составляет:

$$\Delta Q = \frac{(21-9)\,10^6 \cdot 1{,}25}{2 \cdot 60} = 125\,000 \text{ ккал.}$$

Предположим, что все это количество тепла получено за счет охлаждения металла труб пароперегревателя, вес

которого составляет около 20 000 *кг*. Принимая теплоемкость стали равной 0,115 *ккал/кг·°С*, получим, что в среднем снижение температуры металла составит:

$$\Delta t_{м} = \frac{125\,000}{20\,000 \cdot 0{,}115} = 55^{\circ}\text{С}.$$

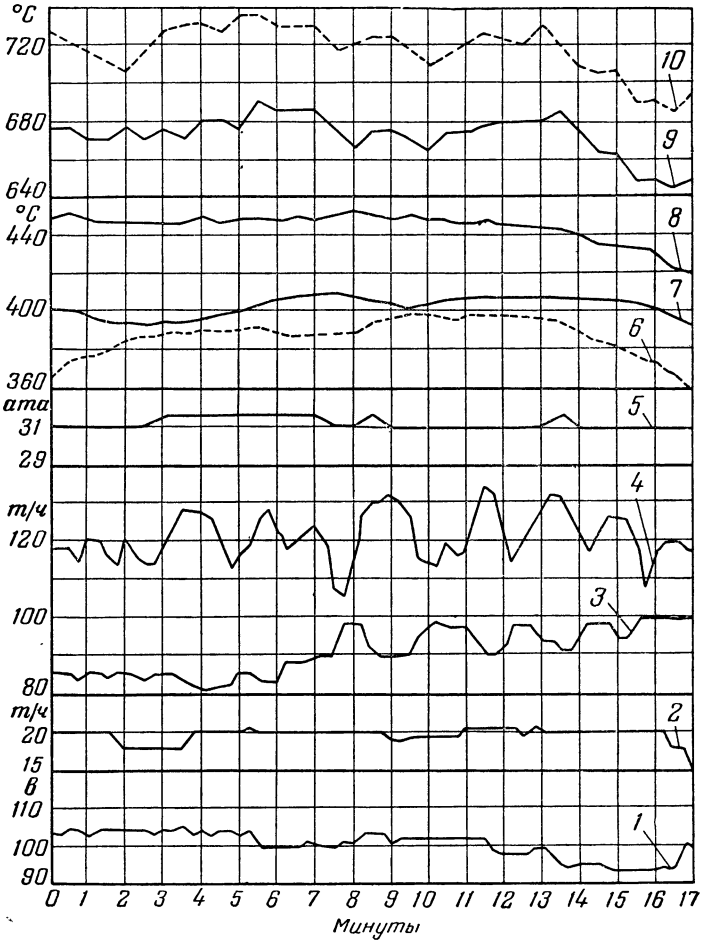


Рис. 5-22. Общекотловая пульсация в котле 200/35-2.

1 — напряжение в цепи агрегата Леонардо; *2* — расход воды на впрыск; *3* — расход питательной воды; *4* — паропроизводительность котла; *5* — давление перегретого пара; *6* — температура пара за переходной зоной; *7, 8* — температура перегретого пара (левая и правая); *9, 10* — температура газов за перегревателем (левая и правая).

Обращаясь к рис. 4-8, видим, что за рассматриваемый период температура пара за переходной зоной упала с 350 до 250° С, а за перегревателем выросла с 410 до 430° С. Таким образом, среднее снижение температуры пара составит:

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{100 - 20}{2} = 40^{\circ}\text{ С}.$$

Понятно, что изменение температуры металла должно быть более значительным, чем изменение температуры пара, как это и получилось в данном расчете.

В случае, представленном на рис. 5-22, колебания теплоотдачи происходили при практически совершенно стабильных температурах пара в перегревателе и за переходной зоной. Следует, однако, обратить внимание на то, что в этом случае средняя температура пара за переходной зоной была высока (~400°С) и соответственно велико тепло, аккумулированное в металле труб переходной зоны, весящей около 30 000 *кг*. Изменения количества аккумулированного в переходной зоне тепла и обусловливали стабильность температуры перегретого пара.

Колебания теплоотдачи за счет изменения температуры металла труб, связанного с перемещением точки начала парообразования, конечно значительно меньше возможных колебаний теплоотдачи, связанных с перемещением точки начала перегрева. Однако эти колебания, как было рассмотрено выше, при определенных условиях могут вызвать резкий рост паропроизводительности и тем самым обусловить колебания теплоотдачи за счет металла труб в зоне пароперегрева. Следовательно, их роль может оказаться очень большой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Иванов А. И., Пикалов Ф. И., Гидравлика, Госэнергоиздат, 1944.

2. Аладьев И. Т., Додонов Л. Д. и Удалов В. С., Теплоотдача при кипении недогретой воды в трубах, Сборник под ред. Н. А. Доллежаля «Исследования теплоотдачи к пару и воде, кипящей в трубах при высоких давлениях», Атомиздат, 1958.

3. Гребер Г., Эрк С. и Григуаль У., Основы учения о теплообмене, Издательство иностранной литературы, 1958.

4. Громеко И. С., Некоторые случаи движения несжимаемой жидкости, Казань, 1882 (докторская диссертация).

5. Гурвич Д. Л. и Френкель П. З., Гидравлика, Госэнергоиздат, 1940.

6. Давидов А. А., Исследование пульсаций потока в трубах испарительной части прямоточных котлов, Сборник под ред. М. А. Стыриковича «Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления», Изд. АН СССР, 1955.

7. Давидов А. А., Поляков В. В. и Шейнин Б. И., Исследование распределения пароводяной смеси из коллектора по трубам, «Теплоэнергетика», 1955, № 2.

8. Давидов А. А. и Краснов А. И., Устранение пульсаций в прямоточном котле, «Электрические станции», 1956, № 3.

9. Давидсон П. Л. Гидродинамика теплопроводов и воздухопроводов, ОНТИ, 1936.

10. Директор Б. Я., Лунеев В. В. и Шмуклер Б. И., Эксплуатация прямоточных котлов, Госэнергоиздат, 1959.

11. Касьянов Е. А. и Липпе Б. К., Два направления в развитии прямоточных котлов, «Известия ВТИ», 1951, № 4.

12. Корнеев М. И. и Пуганов Б. Н., Исследование теплообмена в горизонтальных трубах при движении парожидкостной смеси, «Теплоэнергетика», 1956, № 6.

13. Кошелев И. И., Работа прямоточных котлоагрегатов и некоторые данные по их внутрикотловому процессу, Сборник «Производство и эксплуатация котельных агрегатов высокого давления», Госэнергоиздат, 1952.

14. Костерин С. И., Исследование структуры потока двухфазной среды в горизонтальных трубах, Известия АН СССР, ОТН, № 7, 1943.

15. Кружилин Г. Н., Теплоотдача от горизонтальной плиты к кипящей жидкости при свободной конвекции, Доклады АН СССР, т. 58, 1947, № 8.

16. Кружилин Г. Н., Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении жидкостей в условиях свободной конвекции, Известия АН СССР, ОТН, № 5, 1949.

17. Кутателадзе С. С. и Стырикович М. А,. Гидравлика газожидкостных систем, Госэнергоиздат, 1958.

18. Ладицкий В. Ф., Аварии паровых котлов вследствие расслоения пароводяной смеси на горизонтальных участках кипятильных труб, «Советское котлотурбостроение», 1945, № 1.

19. Милович А. Я., Основы динамики жидкости (гидродинамика), Госэнергоиздат, 1933.

20. Миропольский З. Л. и Шицман М. Е., Допустимые тепловые потоки и теплоотдача при кипении воды в трубах, Сборник под ред. Н. А. Доллежаля «Исследования теплоотдачи к пару и воде, кипящей в трубах при высоких давлениях», Атомиздат, 1958.

21. Михеев М. А., Моделирование теплообмена и гидравлического сопротивления, Сборник «Материалы к совещанию по моделированию тепловых устройств», ЭНИН Изд. АН СССР, 1938.

22. Михеев М. А., Исследование сопротивления плоских поворотов, ЖТФ, т. IV, 1934, вып. 3.

23. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.

24. Мочан С. И., Распределение двухфазной смеси в горизонтальных коллекторах, «Теплоэнергетика», 1955, № 2.

25. Петерсон Д. Ф., К вопросу об относительном движении пара и воды в трубках паровых котлов, «Советское котлотурбостроение», 1936, № 4.

26. Петерсон Д. Ф., Некоторые итоги опытов по изучению циркуляции в паровых котлах высокого давления, Сборник «Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления», Изд. АН СССР, 1955.

27. Петров П. А., Гидродинамическая характеристика прямоточного котла, «Советское котлотурбостроение», 1939, № 10—11.

28. Петров П. А., Пономарев Ю. В., Роговин Н. А., Котел Рамзина 200/35-2, Госэнергоиздат, 1946.

29. Петров П. А., Исследование работы промышленного пароспепаратора БПК, «Котлотурбостроение», 1947, № 2.

30. Рагулин Н. Ф., Выравнивание давлений в витках прямоточного котла, «Теплоэнегретика», 1957, № 6.

31. Раков К. А. и Булгакова Н. В., Исследование рабочего процесса прямоточного котла ТЭЦ ВТИ при сверхкритических и сверхвысоких давлениях, «Теплоэнергетика», 1957, № 4.

32. Рихтер Г., Гидравлика трубопроводов, ОНТИ, 1936.

33. Роддатис К. Ф., О температурном режиме металла обогреваемой кипятильной горизонтальной трубы при расслоении пароводяной смеси, «Известия ВТИ», 1947, № 3.

34. Роддатис К. Ф. и Пржиялковский М. М., О температурном режиме металла наклонных обогреваемых труб, «Известия ВТИ», 1949, № 7.

35. Роддатис К. Ф., Шварц А. Л. и Лепешкин А. И., Работа испаряющей части прямоточных котлов высокого давления с вертикальными экранами, «Известия ВТИ» 1952, № 10.

36. Рубинштейн Я. М., Нормы (правила) измерения расходов жидкостей, газов и пара при помощи дроссельных органов, ОНТИ, 1933.

37. Советские прямоточные котлы, Сборник под редакцией В. В. Полякова, Госэнергоиздат, 1958.

38. Стырикович М. А., Потери напора от ускорения при движении пароводяной смеси по вертикальным трубам, «Советское котлотурбостроение», 1946, № 4.
39. Стырикович М. А., Внутрикотловые процессы, Госэнергоиздат, 1954.
40. Стырикович М. А. и Миропольский З. Л., О температурном режиме работы горизонтальных и наклонных парогенерирующих труб при высоком давлении, Сборник «Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления», Изд. АН СССР, 1955.
41. Стырикович М. А., Катковская К. Л. и Серов Е. П., Котельные агрегаты, Госэнергоиздат, 1959.
42. Тарасова Н. В., Арманд А. А. и Коньков А. С., Исследование теплоотдачи от стенки трубки к перегретому пару, воде и пароводяной смеси при больших тепловых нагрузках, Сборник под ред. Н. А. Доллежаля «Исследования теплоотдачи к пару и воде, кипящей в трубах при высоких давлениях», Атомиздат, 1958.
43. Титьенс О., Гидро- и аэромеханика. По лекциям проф. Л. Прандтля, т. 1, ГТТИ, 1932.
44. Тобилевич Н. Ю. и Еременко Б. А., Исследование особенностей процесса теплоотдачи при кипении в трубах, Сборник «Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления», Изд. АН СССР, 1955.
45. Фридман А. А., Опыт гидромеханики сжимаемой жидкости, ОНТИ, 1934.
46. ЦКТИ, Аэродинамический расчет котельного агрегата, Машгиз, 1939.
47. ЦКТИ, Нормы расчета циркуляции в паровых котлах, Машгиз, 1950.
48. Чакрыгин В. Г., и Локшин В. А., Температурный режим работы горизонтальных парообразующих труб при сверхвысоких давлениях, «Теплоэнергетика», 1957, № 9.
49. Шейнин Б. И. и Волкова В. И., Исследование влияния скорости пароводяной смеси в раздающем коллекторе на ее распределение по параллельным виткам, «Теплоэнергетика», 1957, № 9.
50. Boelter and Kepner, Pressure drop accompanying two component flow through pipes, Ind. and Engineering Chemistry, 1939, v. 31.
51. Koennecke W., Neue Düsenformen für kleinere und mittlere Reynoldszahlen, Forschung auf d. Geb. Ing., 1938, Bd 9 № 3.
52. Ledinegg M., Unstabilität der Strömung bei naturlichem und Zwangumlauf, Wärme, 1938, Bd 61, № 48.
53. Lottes P. A., Marchalterre J. F., Visnanta R., Thie I. A., Petrica M., Weatherhead R. J., Hoglund B. M., Flinn W. S., Experimental studies of natural circulation boiling and their application to boiling reactor performance, доклад № 1983 на II Женевской конференции по использованию атомной энергии в мирных целях, 1958.
54. Maas H., Wasserumlauf und Betriebsicherheit bei Zwangumlaufkesseln, Wärme, 1941, Bd 64, № 1 und 2.
55. Martinelli, Boelter, Taylor, Thomson, Morrin, Isothermal pressure drop for two-phase two-component flow in a horizontal pipe, Trans. ASME, 1944, v. 66, № 2.
56. Nikuradse J., Stromungsgesetze in rauchen Rohren, Forschungsheft, 1933, № 361.

57. Prang P., Konstruktion und Verhalten von ortsfesten Benson-Kesseln, Archiv für Wärmewirtschaft, 1940, Bd 21, № 6.

58. Pratt H. K. C. and Thorton J, D., Sparay evaporation: a new method of steam generation and its possible application to boiling reactors, доклад № 1451 на II Женевской конференции по использованию атомной энергии в мирных целях, 1958.

59. Rabe H., Einige Sonderfragen aus dem Betrieb von Zwangumlaufkesseln, Archiv für Wärmewirtschaft, 1942, Bd 23, S. 217.

60. Solberg H. L, Hawkins G. A. and Potter A. A., Flow distribution in forced-circulation once through steam generators, Trans. ASME, 1934, p. 841—849.

61. Schmidt E., Versuche über Wasserumlauf in Dampfkesseln, VDI, 1929, Bd 73, № 33.

62. Stach E., Die Beiwerte von Normdüsen und Normblenden in Einlauf und Auslauf, VDI, 1934, Bd 78, № 6.

63. Véron M., Tendences actuelles de technique de la chaleur, Paris, Dunod, 1938.

64. Vorkauf H., Stromung in dampferzeugenden parallelgeschalteten Rohren, Arch f. Wärmewirtschaft, 1937, Bd 18, S. 75.