

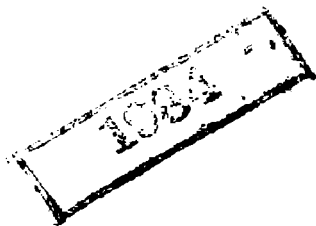
С. П. СЫРОМЯТНИКОВ

ТЕПЛОВОЙ
ПРОЦЕСС
ПАРОВОЗА

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ 1938

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

С. П. СЫРОМЯТНИКОВ

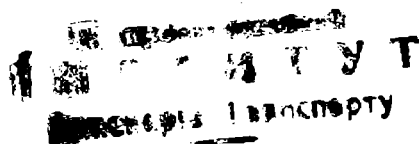
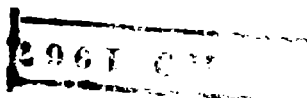


621 13
с 95

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЗА

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ,
ИСПРАВЛЕННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Утверждено Центральным управлением учебными
заведениями Народного комиссариата путей сооб-
щения в качестве учебного пособия для вузов
железнодорожного транспорта*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА



ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ



1938

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

В книге подробно изложен тепловой процесс работы паровоза. В настоящем издании переработаны на основе достижения стахановского опыта следующие разделы: форсировки котла, выбор рациональных размеров трубчатой части котла, расчет размеров пароперегревателя, теория и расчет питательных устройств, а также введена новая глава теплового процесса паровоза с тендером-конденсатором и расчет поверхности безвакуумного конденсатора.

Вся книга обновлена и дополнена конкретными примерами тепловой работы новых мощных паровозов дорог СССР.

Книга составлена по программе, утвержденной ЦУУЗом и является учебным пособием для транспортных вузов, а также может быть руководством для практических целей конструкторов паровозников и инженеров паровозного хозяйства.

Цена 7 руб.

Переплет 1 р. 50 к.

Редактор *Л. Я. Дачук*

Техн. редактор *К. М. Шалимова*

Корректор *М. А. Мерцкая*

Слано в набор 9/Х 1937 г.

Подписано к печати 7/II 1938 г.

Формат бумаги 72×105¹/₁₆ д. л. Тираж 5 230 экз

18 п. л. 29¹/₂ авт. л. 66 080 зн. в п. л.

ЖДИЗ 3592 Индекс Ж-11 Зак. 16759

Уполномоч. Главлита Б — 39251

1-я тип. Трансжелдориздата НКПС.

Москва, Б. Переяславская, 45.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ИСПРАВЛЕНИЕ

к книге С. П. Сыромятникова „Тепловой процесс паровоза“

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
146	10 сн.	в табл. 49	в табл. 41

Зак. 18759

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Таблица принятых обозначений	5
Предисловие к 3-му изданию	9
Введение	11

Часть I

Котел

I. Зависимость между теплосодержанием газового потока и его температурой .	13
II. Процесс горения. Теоретически необходимое для горения количество воздуха. Коэффициент избытка воздуха. Влияние толщины слоя топлива и тяги	20
III. Анализ газов. Определение степени избытка воздуха. Определение количества окиси углерода, содержащейся в продуктах сгорания. Определение ожидаемого состава продуктов сгорания в проектируемом паровозе	23
IV. Теплотворная способность топлива и методы ее определения	29
V. Располагаемое тепло. Теоретическая температура горения	35
VI. Потеря тепла от химической неполноты сгорания. Опытные данные. Установление зависимости избытка воздуха от интенсивности горения. Влияние площади сечения конуса на процесс горения. Расчет необходимого объема огневой коробки. Роль камер догорания. Сопоставление работы паровозной и водотрубной топки. Механические потери горения. Теория уноса. Меры к уменьшению механических потерь. Роль стокера и характеристика его работы	38
VII. Действительная температура горения и ее зависимость от Y и α . Коэффициент, учитывающий потери от уноса и провала	53
VIII. Теплопередача. Основные понятия. Гипотезы Редтенбахера и Ранкина. Теплопередачи для дымогарных труб. Графический способ расчета и его практическое применение	55
IX. Понятие о коэффициенте теплопередачи. Вывод общего выражения для коэффициента теплопередачи через материальную стенку. Влияние кривизны стенки, материала и загрязнения стенки сажей и накипью	64
X. Обзор опытного материала по определению коэффициентов теплопередачи. Влияние скорости протекания газа по трубам. Зависимость $K = f(\omega)$ по Молльеру, Нольтейну, Нуссельту и по опытам над паровозами СССР	70
XI. Исследование явления теплопередачи по Ранкину и при $n = 1,33$. Зависимость $K = \varphi(\gamma \cdot \omega)$. Тепловое напряжение поверхности нагрева	75
XII. Температура газов у огневой решетки; температура уходящих из котла газов. Зависимость этих величин от теплового напряжения стенки. Опытные данные	81
XIII. Сложная теплопередача в топочной камере. Соприкосновение и лучеиспускание. Коэффициент сложной теплопередачи. Опытные данные	87
XIV. Влияние на процесс сгорания размеров площади колосниковой решетки, объема топки и камеры догорания	94
XV. Потеря тепла с отходящими газами и методы ее определения	101
XVI. О наиболее выгоднейшей степени избытка воздуха	107
XVII. Потеря тепла на внешнее охлаждение паровозного котла. Закон охлаждения. Влияние изоляции, котлового давления, температуры воздуха и скорости хода паровоза	109
XVIII. Служебный расход пара и методы его определения. Средние величины	120
XIX. Полезное тепло и методы его определения	123
XX. Тепловой баланс паровозного котла. Коэффициент полезного действия котла	128
XXI. Кривые паропроизводительности. Построение предположительных кривых для проектируемых паровозов. Предельные значения паропроизводительности для разных паровозов и топлив	134
XXII. Выбор расчетного паронапряжения котла	138

УДМУТ
(ДІІІ) 3

Часть II

Пароперегрев и подогрев питательной воды

I. Перегрев пара и даваемые им преимущества. Средние величины достигаемой экономии в расходах воды и топлива	145
II. Классификация и общее описание различных систем паровозных пароперегревателей	148
III. Теплопередача в паровозном котле, снабженном жаротрубным пароперегревателем. Коэффициент разделения газов между жаровыми и дымогарными трубами	151
IV. Влияние длины труб на работу котла перегревного паровоза	166
V. Влияние диаметра труб дымогарных, жаровых и перегревателей на работу котла	171
VI. Влияние температуры питательной воды на перегрев пара	175
VII. Усовершенствование трубчатого жаротрубного пароперегревателя. Элемент Чусова и его рабочий процесс	177
VIII. Пароперегреватель системы Элеско (тип Е) и исследование его рабочего процесса.	181
IX. Пароперегреватели Ноткина, Лысова, Куликовского, Фармаковского и Альбрехта .	184
X. Пароперегреватель Ноткина с лучеиспускающей стенкой. Пароперегреватель Покрживницкого. Пароперегреватель Пирина	187
XI. Расчет поверхности нагрева пароперегревателя	190
XII. Мятие пара в паровозных пароперегревателях	199
XIII. Схема работы водоподогревательных устройств и даваемое ими сбережение горючего	208
XIV. Экономия горючего, достигаемая применением водоподогревательных устройств	210
XV. Отбор пара для подогрева питательной воды	216
XVI. Расчет водоподогревателей	219

Часть III

Машина

I. Баланс тепла в цилиндре паровой машины	224
II. Утечки пара через неплотности парораспределительных органов и метод их определения	227
III. Пример определения утечек пара. Средние значения величины утечки	232
IV. Общие соображения о тепловых явлениях в цилиндре действительной машины	237
V. Анализ Гирна	239
VI. Пример применения термодинамического анализа работы паровозной машины	243
VII. Опытные данные о средних величинах тепловых потерь, обусловливаемых влиянием стенок. Влияние числа оборотов машины и степени впуска. Меры к уменьшению тепловых потерь	248
VIII. Применение перегретого пара	252
IX. Применение принципа последовательного расширения пара	255
X. Применение принципа компаунд совместно с перегревом	257
XI. Прямоточная паровая машина	259
XII. Паровоз с атмосферной конденсацией пара	262
XIII. Экономичность паровоза в целом. Предельная мощность современного паровоза. Перспективы дальнейшего ее повышения	268
Приложение. Таблицы непосредственных данных опытов с паровозами	274

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ТАБЛИЦА ПРИНЯТЫХ ОБОЗНАЧЕНИИ

Обозначение	Измерение	Значение
A	%	Содержание золы в рабочем топливе
A ₀ , A ₁	кг	Вес воды в тендерном баке до и после опыта
Σa	»	Потери воды за время опыта
B _h	кг/час	Часовой расход топлива (полный)
B _h '	»	Часовой расход топлива (полезный)
B _к	»	Часовой расход пара (полный)
B _т	»	Часовой расход пара (полезный)
Σb	кг	Служебный расход пара за опыт
b _ф	»	Расход пара на пульверизацию нефти или смачивание угля за опыт
c	—	Коэффициент в выражении средней теплоемкости газов
c _p	кал/кг °C	Средняя теплоемкость газов при постоянном давлении
c _p '	»	Средняя теплоемкость азота и кислорода
c _p ''	»	Средняя теплоемкость углекислоты
c _p '''	»	Средняя теплоемкость водяного пара
C	%	Содержание углерода в рабочем топливе
CO	%	Содержание окиси углерода в продуктах сгорания
CO ₂	%	Содержание углекислоты в продуктах сгорания
D	м	Диаметр движущих и сцепных колес
d, d _ц	»	Диаметр парового цилиндра
d _д	мм	Диаметр дымогарных труб
d _{жв'}	»	Диаметр жаровых труб до элементов перегревателя
d _{жв''}	»	Диаметр жаровых труб в области перегревателя
d _п	»	Диаметр перегревательных трубок
E	кг	Расход топлива за опыт
G _д	»	Вес газообразных продуктов сгорания 1 кг топлива
G _в	»	Часовой вес охлаждающего воздуха в радиаторах конденсационного тендера
G _к	»	Вес свежего пара, поступающего в инжектор мягого пара
G _е	»	Вес мягого пара, поступающего в инжектор мягого пара
H	%	Содержание водорода в рабочем топливе
H	м ²	Поверхность нагрева котла с пароперегревателем
H	»	Поверхность нагрева конденсатора
H _к	»	Испаряющая поверхность нагрева котла (водная)
H _п	»	Поверхность нагрева пароперегревателя (газовая)
H _т	»	Поверхность нагрева огневой коробки
H _д	»	Поверхность нагрева дымогарных труб

НБ
УДУНТ
(ДУНТ) 5

Обозначение	Измерение	Значение
$H_{жс}$		Поверхность нагрева жаровых труб
H_0		Поверхность нагрева обшивки котла
H_A	»	Поверхность нагрева лучеиспускающего тела
h	м	Длина хода поршня
h, h_x	час	Элемент времени
h_0, h_1	кг	Вес воды в котле до и после опыта
h_2	час	Продолжительность опыта охлаждения котла
K_0	кал/кг	Теплопроизводительность топлива (высшая)
K	»	Теплопроизводительность топлива (рабочая низшая)
K	кал/м ² ч · 1°	Коэффициент теплопередачи
K_A	»	Коэффициент теплопередачи лучеиспусканием
$K_{тп}$	»	Коэффициент теплопередачи топки (полный)
K_D	»	Коэффициент теплопередачи дымогарных труб
$K_{жс}$	»	Коэффициент теплопередачи жаровых труб
K_{ii}	»	Коэффициент теплопередачи перегревателя
L	м	Длина трубы
L_D	»	Длина дымогарных труб
$L_{жс}'$	»	Длина жаровых труб до перегревателя
$L_{жс}''$	»	Длина жаровых труб в области перегревателя
l_i	кг/м	Индикаторная работа
l_c	»	Теоретический расход воздуха для сжигания 1 кг топлива
L_D	»	Действительный расход воздуха для сжигания 1 кг топлива
M	—	Коэффициент уравнения тепла
m_0	—	Коэффициент вредного пространства цилиндров
N	—	Коэффициент уравнения тепла
N	%	Содержание азота в топливе
N_2	%	Содержание азота в продуктах сгорания
N_i	л. с.	Индикаторная мощность машины паровоза
N_c	—	Мощность машины, отнесенная к ободу ведущего колеса
n	—	Число труб, число оборотов, показатель степени
O	%	Содержание кислорода в топливе
O_2	%	Содержание кислорода в продуктах сгорания
p_c	кг/см ²	Рабочее давление пара в котле
Δp	»	Падение давления пара
Q	кал/час	Тепло
Q_0	»	Располагаемое тепло
Q_1	»	Полезное тепло
Q_2'	»	Потеря тепла от химического недогорания
Q_2''	»	Потеря тепла от провалов и уносов
Q_3	»	Потеря тепла с уходящими газами
Q_4	»	Потеря тепла на наружное охлаждение котла
Q_5	»	Потеря тепла на служебные нужды
q_1	%	Полезно использованное тепло в процентах от Q_0
q_2'	}	% Потери тепла, выраженные в процентах от тепла сгорания топлива (индексы соответствуют индексам при величинах Q)
q_2''		
q_3		
q_4		
q_6	}	Тепло, отдаваемое лучеиспускающим телом
Q_A		

Обозначение	Измерение	Значение
q_k	кал/кг	Теплота жидкости
r	»	Скрытая теплота парообразования
r_0	м	Гидравлический радиус сечения дымогарных труб
$r_{жк}'$	»	Гидравлический радиус сечения жаровых труб до перегревателя
$r_{жк}''$	»	Гидравлический радиус сечения жаровых труб в области перегревателя
R	м/°Ц	Характеристическая постоянная газов
R	м ²	Площадь колосниковой решетки
S	%	Содержание серы в топливе
s	кг/м ²	Удельное газовое сопротивление труб
T	°Ц	Температура газов
T_0	»	Теоретическая температура горения
T_1	»	Действительная температура горения
T_0	»	Температура газов у огневой решетки
T_0^0	»	Температура газов при входе в дымогарные трубы
T_1^0	»	Температура газов при входе в жаровые трубы
T_A	»	Температура газов у начала элементов перегревателя
T_3	»	Средняя температура уходящих газов
T_3^0	»	Температура уходящих газов из дымогарных труб
$T_{жк_3}$	»	Температура уходящих газов из жаровых труб
t_k	»	Температура воды в котле
t_u	»	Температура перегретого пара по выходе из пароперегревателя
t_0	»	Температура отработавшего пара при выходе из цилиндра
t_0	»	Температура наружного воздуха
t_0^0	°Ц	Температура воздуха при входе в конденсатор
t_1^0	»	Температура воздуха при выходе из конденсатора
t_x	час	Продолжительность опытной поездки
u	кг	Расход пара за один рабочий ход поршня
V_m	м ³	Объем топочного пространства
v	м ³ /кг	Удельный объем
V	км/час	Скорость хода паровоза
W	%	Содержание влаги в топливе
w	м/сек	Скорость протекания воды, пара или газов
w_0	»	Скорость протекания газов в дымогарных трубах
$w_{жк}$	»	Скорость протекания газов в жаровых трубах
x_k	—	Степень сухости пара в котле
Y	кг/м ² ·ч	Напряжение колосниковой решетки
Z	»	Напряжение поверхности нагрева котла
Z_k	»	Полное напряжение испаряющей поверхности нагрева котла
Z_m	»	Напряжение испаряющей поверхности нагрева котла по пару, расходуемому главной машиной
Z_k^0	»	Полное напряжение испаряющей поверхности нагрева котла, выраженное в нормальном паре
	—	Коэффициент избытка воздуха
α_1	кал/м ² ·ч·°Ц	Коэффициент теплопередачи от газа к стенке
α_2	»	Коэффициент теплопередачи от стенки к воде или пару
β_0	—	Химическая характеристика топлива
β	—	Доля газов, поступающих из топки в жаровые трубы
β'	—	Коэффициент ответвления тепла в жаровых трубах в сторону перегревательной поверхности нагрева

Обозначение	Измерение	Значение
γ	кг/м ³	Удельный вес
δ	—	Коэффициент в выражении средней теплоемкости продуктов сгорания
δ	м	Толщина стенки
ϵ	—	Степень впуска пара в цилиндр (отношение хода поршня при впуске пара ко всему ходу поршня)
η	—	Коэффициент полезного действия паровоза
η_k	—	Коэффициент полезного действия котла
η_m	—	Термический к. п. д. машины
η_m	—	Механический к. п. д. машины
λ	кал/м ² · ч · °Ц	Коэффициент теплопроводности материала
λ_k	кал/кг	Теплосодержание котлового пара
λ_d	»	Теплосодержание перегретого пара в коллекторе перегревателя
λ_e	»	Теплосодержание отработавшего пара машины
$\Delta\lambda$	—	Приращение теплосодержания пара в перегревателе
μ	—	Коэффициент механической полноты сгорания топлива
μ	—	Коэффициент отбора пара из конуса
ρ	—	Коэффициент в уравнении мяття пара
σ	—	Коэффициент лучиспускания
χ	—	Число рабочих ходов поршней за один оборот движущих колес
τ	°Ц	Температура воды в тендере
θ	—	Температура подогретой воды
θ	—	Температура стенки со стороны воды
θ	—	Температура стенки со стороны огня
ψ	—	Коэффициенты расчетного уравнения для определения поверхности нагрева пароперегревателя
ξ		
Ω	м ²	Площадь живого сечения трубок поверхностного водоподогревателя конденсатора
Ω_0	»	Площадь живого сечения дымогарных труб
$\Omega_{жс}$	»	Площадь живого сечения жаровых труб
Ω_3	»	Площадь живого сечения всех труб
Ω_k	»	Площадь выхлопного сечения конуса

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ К 3-му ИЗДАНИЮ

Со времени выпуска из печати 2-го издания курса „Тепловой процесс паровоза“ в 1933 г. прошло около четырех лет. Многое в обстановке и темпах развития нашего транспорта изменилось за это время

Родилось и бурно развивается на транспорте, во всех его областях и особенно в паровозном хозяйстве, стахановское движение, лучшими представителями которого являются первый инициатор этого движения на транспорте Петр Кривонос и машинисты его стиля.

Лазарь Моисеевич Каганович принес на жел.-дор. транспорт сталинский стиль работы, разоблачил и изгнал предельщиков, мешавших и наносивших вред работе транспорта, вывел великую железнодорожную державу в ряды передовых отраслей народного хозяйства и дал полную возможность дальнейшему развитию творческой инициативы масс железнодорожников.

Автор книги принял посильное участие в деле освоения кривоносовского движения на транспорте и внес в новое издание курса необходимые и им лично проверенные поправки в вопросах использования паровозов.

В порядке обновления курса и отражения в нем новейших достижений экспериментальной и расчетной техники в книгу внесены следующие дополнения и изменения:

1. Даны новые формулы для определения температуры уходящих из котла газов с примерами их применения для определения необходимой и достаточной поверхности нагрева котла проектируемого паровоза.

2. Приведены новые данные для оценки максимальной форсировки котла с учетом кривоносовских достижений и перспектив дальнейшего повышения форсировок.

3. Приведена новая формула для подсчета коэффициента разделения газового потока между дымогарными и жаровыми трубами перегревного паровоза.

4. Дан совершенно новый метод расчета необходимой и достаточной поверхности нагрева пароперегревателя.

5. Приведены новые данные о влиянии на работу паровоза длины и диаметра дымогарных, жаровых и перегревательных труб, относительных размеров пароперегревателя и др.

6. Даны схема тепловой работы и методика теплового расчета паровоза с конденсационным тендером.

Все расчеты, касающиеся процесса сгорания, проведены, как и в предыдущих изданиях книги, по CO_2 , а не по RO_2 . Принципиально правильное расчет по RO_2 , но практически разница в результатах получается ничтожная, а весь громадный экспериментальный материал по паровозам обработан в части процессов горения по CO_2 . Так как пересчет этого колоссального материала 40-летних опытов потребовал бы нескольких лет, то и пришлось сохранить в расчетах величину CO_2 , что, повторыем, практически дает те же результаты.

Трактовку отдельных вопросов теплового процесса паровоза можно найти в следующих работах автора:

1. Новые принципы проектирования сверхмощных паровозов, Труды МИИТ, вып. XIV, 1929 г.

2. Влияние диаметра дымогарных труб на тепловую работу котла, Труды МИИТ, вып. XVI, 1931 г.
 3. Влияние подогрева питательной воды на степень перегрева пара, Труды МИИТ, вып. IX, 1928 г.
 4. Работа нефтяной паровозной топки и нормы для расчета ее кубатуры, Труды МИИТ, вып. VII, 1928 г.
 5. Сравнительные испытания паровозных водоподогревателей, Труды МИИТ, вып. I, 1926 г.
 6. Испытания шахтной дровяной паровозной топки, Известия Теплотехнического ин-та, Москва, 1925 г.
 7. Выявление рациональных размеров трубчатой части котла паровозов „ФД“ и „ИС“ с пароперегревателем Элеско типа „Е“, Труды МЭМИИТ, вып. VIII, 1934 г.
 8. Определение ожидаемой температуры уходящих газов в проектируемых паровозных котлах. Там же.
 9. Исследование условий работы перегретого паровоза с частичным и полным исключением дымогарных труб, Труды МЭМИИТ, вып. XIII, 1935 г.
 10. Варианты расчета паровозного котла и пароперегревателя, Труды МЭМИИТ, вып. XXI, 1937 г.
-

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ВВЕДЕНИЕ

Приступая к изучению сложных тепловых машин-двигателей, мы прежде всего должны констатировать тот факт, что данных одной теории на современной ступени ее развития оказывается зачастую недостаточно для исчерпывающего выяснения того чрезвычайно сложного и многообразного комплекса явлений, из которых складывается рабочий процесс таких двигателей. Ввиду этой сложности даже теоретически вполне обоснованные принципы приобретают особенный авторитет и значение только в том случае, если они находят опытное подтверждение.

„Всякое заявление, касающееся машин, — говорит Гирн, — должно быть подтверждено фактом, и всякая их оценка вне точных цифровых данных не имеет практического значения“

Таким образом, надо признать, что теория и опыт при разрешении многообразных вопросов об экономичности работы тепловой установки являются необходимым и обязательным дополнением одной к другому.

Всякий мало-мальски развитый человек согласится с тем, что в научных целях совершенно недостаточно простой фиксации тех или иных явлений в их последовательности и закономерности. Такая фиксация, если она достаточно точна и исчерпывающа, может лишь помочь нам разобраться в схеме данного явления, но совершенно не дает возможности отвести этому явлению то или иное место в ряду других подобных, т. е., исключая возможность обобщения, совершенно лишена научно-теоретического элемента и является по преимуществу работой чисто механической. Совсем иное дело, если мы путем научно-критического сопоставления заранее предугадали закономерность данного явления и дали в самых общих чертах ее математическую формулировку. По отношению к такому сложному агрегату, как паровоз, необходимость экспериментального метода вполне очевидна вследствие чрезвычайной сложности и многообразия происходящих при его работе тепловых явлений, выяснить качественную и количественную сторону которых при помощи одной только теории совершенно невозможно.

Приобретшие ныне права гражданства во всех отраслях технической науки принципы „технической экономики“, как совершенно самостоятельной научной дисциплины, получают, несомненно, особенно важное практическое значение применительно к паровозам, так как железные дороги являются во всех культурных странах главными потребителями топлива; благодаря этому самый ничтожный процент экономии, достигнутой путем того или иного усовершенствования паровоза, дает значительное валовое сбережение топлива, весьма заметное в общем топливном бюджете страны.

Все это налагает на нас, железнодорожников, огромные обязательства в смысле необходимости наиболее полного и всестороннего изучения как теоретическим, так и эмпирическим путем рабочего процесса паровоза как агрегата, состоящего из котла, машины и экипажа. Только при этом условии были возможны такие крупные достижения в области паровозостроения, как применение принципа двойного расширения, перегрева пара, подогрева питательной воды и конденсации отработавшего пара.

Переходя в дальнейшем изложении к подробному научному исследованию рабочего процесса паровоза, набросаем предварительно в самых общих чертах схему его работы.

Та первичная причина, которая производит в конечном итоге движение паровоза вместе с прицепленным к нему поездом, заключается в топливе, сжигаемом на колосниковой решетке, — это есть химическая энергия топлива. Забрасывая топливо на колосники и подводя к нему через поддувало некоторое количество воздуха, мы при достаточно высокой температуре сжигаем это топливо, в результате чего в топке получается весьма большое количество горячих газов; химическая энергия топлива превратилась в тепловую энергию газов. Раскаленный поток газов, двигаясь из топки по дымоходам, передает заключающееся в нем тепло через стенки дымоходов воде, наполняющей котел; в результате вода закипает и постепенно превращается в пар. Образуюсь все в большем количестве и не имея выхода из котла, пар сгущается и начинает с силой давить на стенки, требуя выхода, — давление пара, как говорят, повышается. Будучи заключен в непроницаемый сосуд и не имея выхода, пар не производит пока никакой работы, но в нем заключается источник громадной силы. Такой пар обладает, как говорят, потенциальной энергией. Это состояние пара можно уподобить какому-нибудь тяжелому предмету, например паровому молоту, поднятому на известную высоту и удерживаемому в этом положении посторонней силой; в таком положении молот тоже не производит работы, но, как только удерживающая его сила перестанет действовать, молот упадет и произведет работу.

Возвращаясь к рассмотрению работы паровоза, мы видим, таким образом, новый пример превращения энергии: тепловая энергия газов перешла в потенциальную энергию пара.

Наконец, будучи выпущен из котла в паровой цилиндр, пар своей упругостью толкает поршень, приводя в движение колеса, вследствие чего паровоз вместе с прицепленными к нему вагонами начинает поступательно передвигаться по рельсам: потенциальная энергия пара превращается в кинетическую энергию поезда.

Следуя набросанной схеме, мы и начнем исследование рабочего процесса паровоза с изучения условий работы паровозного котла.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Часть I

КОТЕЛ

Глава I

Зависимость между теплосодержанием газового потока и его температурой

Та работа, которую выполняет паровоз, транспортируя по жел.-дор. пути пассажиров и грузы, получается, как известно, за счет сжигания в его топочной камере известного количества того или иного топлива. Чем большую работу должен дать паровоз, тем, очевидно, большее количество энергии должно быть реализовано в его топке. Тепловой эффект или мощность топки зависят от целого ряда факторов, как-то: количества и качества сжигаемого топлива, конструкции топки, способа сжигания и т. д., из которых мы прежде всего должны остановить наше внимание на первых двух, так как влияние остальных факторов на тепловой эффект топки выясняется лишь в результате исследования всего рабочего процесса котла.

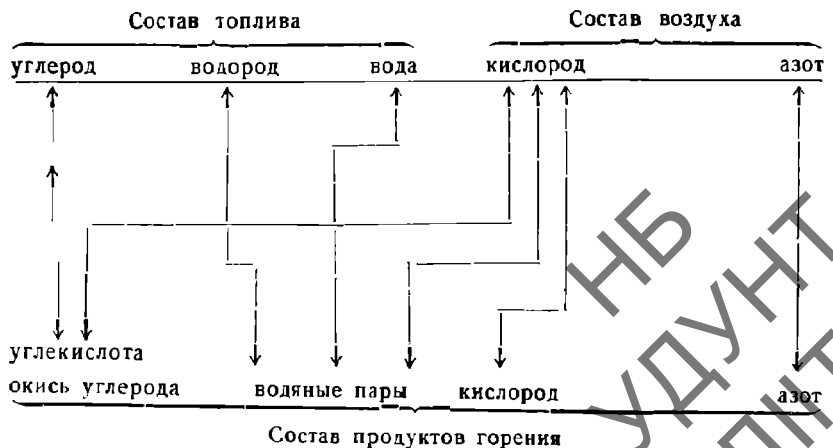
Итак, пусть на колосниках сжигается в течение часа некоторое вполне определенное количество данного сорта топлива V_b кг. Подводя к загруженному на колосники топливу извне через клапаны поддувала потребное для сгорания количество воздуха, мы получаем в результате соединения отдельных элементов, входящих в состав топлива, с воздухом некоторое вполне определенное количество газов сгорания G_b кг на каждый кг сожженного топлива. Эта величина зависит от химического состава топлива и количества поступающего в топку воздуха.

Если обозначить далее среднюю теплоемкость газов сгорания (при постоянном давлении) через c_p , а температуру их — через T (в градусах Цельсия), то, очевидно, что тепло, которое заключается в газовом потоке, может быть выражено через

$$Q = V_b \cdot G_b \cdot c_p \cdot T. \quad (1)$$

Написанная формула является одним из основных уравнений, связывающих между собой отдельные факторы рабочего процесса котла, и играет чрезвычайно важную роль в дальнейших исследованиях тепловой работы котла.

В правую часть уравнения входит множителем средняя теплоемкость газов c_p . Эта величина имеет для каждого химического элемента нашей газовой смеси вполне определенные значения, над выяснением которых трудилась целая плеяда ученых экспериментаторов-теплотехников. Для выяснения качественного состава продуктов горения составим следующую схему соединения топлива с воздухом:



При этом мы пренебрегаем возможной незначительной примесью серы в топливе и считаем, что весь водород топлива, соединяясь с кислородом, сгорает полностью в водяные пары. Кроме того будем пока считать, что весь углерод топлива соединяется с двойным объемом кислорода и образует продукт полного сгорания углекислоты. Для средних теплоемкостей отдельных составляющих газового потока примем следующие выражения, установленные опытами Гольборна и Генинга, весьма полно и точно обставленными:

для азота, кислорода и окиси углерода

$$c_p' = 0,235 + 0,000019 \cdot T; \quad (2)$$

для углекислоты

$$c_p'' = 0,201 + 0,000074 \cdot T - 0,00000018 \cdot T^2; \quad (3)$$

для водяного пара

$$c_p''' = 0,467 + 0,000017 \cdot T + 0,00000044 \cdot T^2 \quad (4)$$

Для получения же выражения средней теплоемкости килограмм-молекулы каждого из вышепоименованных элементов, к каковым величинам мы должны будем перейти при последующих преобразованиях выражения (1), достаточно, очевидно, умножить обе части предыдущих выражений на соответствующие молекулярные веса, т. е. для азота—28,08, для углекислоты—44,00 и для водяного пара—18,02. В результате получаем следующие выражения средних молекулярных теплоемкостей:

$$m'c_p' = 6,549 + 0,000534 \cdot T; \quad (5)$$

$$m''c_p'' = 8,844 + 0,003266 \cdot T - 0,00000792 \cdot T^2; \quad (6)$$

$$m'''c_p''' = 8,412 + 0,000306 \cdot T + 0,00000793 \cdot T^2. \quad (7)$$

Формулы (6) и (7) представляется возможным несколько упростить без значительного ущерба для точности получаемых результатов, заменив их уравнениями прямых, имеющих структуру, подобную формуле (5).

Окончательные выражения молекулярных теплоемкостей принимают после упрощений вид:

$$m'c_p' = 6,599 + 0,000534 \cdot T; \quad (8)$$

$$m''c_p'' = 9,129 + 0,002077 \cdot T; \quad (9)$$

$$m'''c_p''' = 8,126 + 0,000886 \cdot T \quad (10)$$

В настоящее время для подсчета теплоемкостей газов и водяных паров приняты в качестве стандартных формулы Партингтона и Шиллинга, которые по приведении их к двучленному виду получают следующее написание:

для N_2 , O_2 , CO и воздуха

$$m'c_p' = 6,905 + 0,000317 \cdot T; \quad (8')$$

для CO_2

$$m''c_p'' = 8,874 + 0,001485 \cdot T; \quad (9')$$

для H_2O

$$m'''c_p''' = 7,953 + 0,002680 \cdot T \quad (10')$$

В дальнейшем изложении оставлены все же формулы Гольборна и Генинга, так как по этим именно формулам была произведена обработка колоссального опытного материала (до опубликования формул Партингтона и Шиллинга), легшего в основу курса. Разница значений величин, подсчитанных по уравнению тепла при одних и других формулах теплоемкостей, колеблется в пределах $0,7 \div 2,0\%$.

Переходя теперь к выражению уравнения (1) в явном виде, определим число молекул каждого из газов, входящих в состав 100 м^3 продуктов сгорания, для образования которых сожжено в топке $B \text{ кг}$ топлива.

Обозначая через n число молекул в 1 м^3 газа, а через v — вес атома водорода, имеем вес 1 м^3 водорода равным:

$$2 \cdot v \cdot n.$$

Пусть в состав топлива входит H весовых процентов водорода; тогда общее весовое количество этого газа, сожженное для образования 100 м^3 продуктов сгорания, будет $\frac{B \cdot H}{100}$ кг, а соответствующий объем водорода, а следовательно и водяного пара:

$$\frac{B \cdot H}{100 \cdot 2 \cdot v \cdot n} \text{ м}^3. \quad (11)$$

Если в нашем топливе содержится, как это всегда имеет место, W весовых процентов воды, то от испарения ее при высокой температуре горения образуется $\frac{B \cdot W}{100}$ кг водяного пара, в котором содержится

$$\frac{1}{9} \frac{B \cdot W}{100} \text{ кг водорода}; \quad (12)$$

последнее выражение вытекает из весовой пропорции образования воды:

$$\begin{aligned} 2H + O &= H_2O, \\ 2 \cdot 1 + 16 &= 18, \end{aligned}$$

т. е. для образования 1 весовой части воды затрачивается $\frac{2}{18}$ или $\frac{1}{9}$ весовой части водорода, чем и подтверждается выражение (12). Соответствующий выражению (12) объем водорода (или водяного пара) в продуктах горения равен:

$$\frac{1}{9} \cdot \frac{B \cdot W}{100 \cdot 2v \cdot n} \text{ м}^3. \quad (13)$$

Сумма выражений (11) и (13) даст полный объем водяного пара, равный, таким образом:

$$\frac{B}{2 \cdot 100 \cdot v \cdot n} \cdot \left(H + \frac{W}{9} \right);$$

полный же объем продуктов горения равен:

$$\frac{B}{2 \cdot 100 \cdot v \cdot n} \left(H + \frac{W}{9} \right) + CO_2 + N_2 + O_2, \quad (14)$$

где CO_2 , N_2 и O_2 суть объемы углекислоты, азота и свободного кислорода.

Процентное содержание трех последних составляющих в продуктах сгорания определяется на практике по отношению лишь к их сумме, которую будем называть объемом сухих продуктов сгорания, а не ко всему объему, выражаемому уравнением (14); это обуславливается самим принципом устройства прибора, употребляющегося для анализа газов, в градуированную бюретку которого забирается из дымоходов проба испытываемых продуктов горения (в количестве 100 см^3), причем конечно водяные пары не поступают в бюретку, конденсируясь в сравнительно длинном газопроводе. Итак, подразумеваемая под символами CO_2 , N_2 и O_2 те величины, которые получаются практически по данным анализа газов, мы можем положить:

$$CO_2 + N_2 + O_2 = 100,$$

после чего выражение (14) примет вид:

$$\frac{B}{2 \cdot 100 \cdot v \cdot n} \left(H + \frac{W}{9} \right) + CO_2 + (100 - CO_2). \quad (15)$$

Таким образом, в состав наших 100 м^3 продуктов горения входит $(100 - CO_2) \text{ м}^3$ азота и кислорода, содержащих $n(100 - CO_2)$ молекул этих газов. Заметим, что содержание тепла в каждой молекуле равно

$$m' \cdot c_p' \cdot v \cdot T,$$

где $m'c'_p$, согласно предыдущему, есть молекулярная теплота, т. е. произведение средней теплоемкости на молекулярный вес, представляющий собой отношение веса молекулы к весу атома водорода; поэтому произведение $m'c'_p \cdot v$ должно выражать, очевидно, тепло, сообщенное молекуле при повышении ее температуры на 1° . Получаем для теплосодержания азота и кислорода:

$$Q' = (100 - \text{CO}_2) n m' c'_p \cdot v \cdot T; \quad (16)$$

точно так же для углекислоты:

$$Q'' = \text{CO}_2 \cdot n \cdot m'' \cdot c''_p \cdot v \cdot T \quad (17)$$

и для водяных паров:

$$Q''' = \frac{B}{2 \cdot 100 \cdot v \cdot n} \left(H + \frac{W}{9} \right) \cdot n \cdot m''' \cdot c'''_p \cdot v \cdot T. \quad (18)$$

Для исключения условно введенного в наши расчеты фактора B рассуждаем следующим образом. Если количество весовых процентов углерода в топливе назовем C , то для образования $100 m^3$ газов мы должны сжечь

$$\frac{B \cdot C}{100} \text{ кг углерода}; \quad (19)$$

но так как мы условились раньше, что весь углерод сгорает в углекислоту, содержание которой в продуктах сгорания равно $\text{CO}_2 \cdot n$ молекулам, а молекулярный вес углерода — $12 v$, то, очевидно, вес углерода, пошедшего на образование углекислоты, равен:

$$\text{CO}_2 \cdot n \cdot 12 v \text{ кг}. \quad (20)$$

Соединяя выражения (19) и (20) знаком равенства и определяя B , получаем:

$$B = \frac{\text{CO}_2 \cdot 1200 \cdot n \cdot v}{C}. \quad (21)$$

Подставляя полученное выражение в (18) и суммируя (16), (17) и (18), имеем для выражения полного теплосодержания газового потока:

$$Q = (100 - \text{CO}_2) \cdot n \cdot m' \cdot c'_p \cdot v \cdot T + \text{CO}_2 \cdot n \cdot m'' \cdot c''_p \cdot v \cdot T + \\ + 6 \frac{\text{CO}_2}{C} \left(H + \frac{W}{9} \right) n \cdot m''' \cdot c'''_p \cdot v \cdot T.$$

Выражая Q по схеме уравнения (1) через $B \cdot G_b \cdot c_p \cdot T$, имеем:

$$B G_b c_p T = (100 - \text{CO}_2) \cdot n \cdot m' \cdot c'_p \cdot v \cdot T + \text{CO}_2 \cdot n \cdot m'' \cdot c''_p \cdot v \cdot T + \\ + 6 \frac{\text{CO}_2}{C} \left(H + \frac{W}{9} \right) \cdot n \cdot m''' \cdot c'''_p \cdot v \cdot T, \quad (22)$$

откуда, сокращая на T и деля обе части на B , окончательно получим:

$$G_b \cdot c_p = \frac{C \cdot (100 - \text{CO}_2)}{1200 \cdot \text{CO}_2} \cdot m' \cdot c'_p + \frac{C}{1200} m'' \cdot c''_p + \frac{6}{1200} \left(H + \frac{W}{9} \right) m''' \cdot c'''_p = \\ = \frac{C}{1200} \left[\left(\frac{100}{\text{CO}_2} - 1 \right) m' \cdot c'_p + m'' \cdot c''_p + \frac{6}{C} \left(H + \frac{W}{9} \right) m''' \cdot c'''_p \right]. \quad (23)$$

Замечая, что выражения $m c_p$, входящие в правую часть, суть двучленные вида

$$a + b \cdot T,$$

мы приходим к заключению, что и средняя теплоемкость газовой смеси c_p должна иметь подобное же выражение:

$$c_p = c + \delta \cdot T, \quad (24)$$

что по умножении обеих частей на G_b приводит к равенству:

$$G_b \cdot c_p = G_b \cdot c + G_b \cdot \delta \cdot T. \quad (25)$$

С другой стороны, выражение (23) путем подстановки выражений $m \cdot c_p$ из уравнений (8), (9) и (10) и перегруппировки членов можно привести к виду:

$$G_b c_p = \frac{C}{1200} \left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1 \right) 6,599 + 9,129 + \frac{6}{C} \left(H + \frac{W}{9} \right) 8,126 \right] + \\ + \frac{C}{1200} \left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1 \right) \cdot 0,000534 + 0,002077 + \frac{6}{C} \left(H + \frac{W}{9} \right) \cdot 0,000886 \right] \cdot T. \quad (26)$$

Сравнивая теперь правые части выражений (25) и (26), получаем:

$$G_b c = \frac{C}{1200} \left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1 \right) 6,599 + 9,129 + \frac{6}{C} \left(H + \frac{W}{9} \right) \right] 8,126 = \\ = 0,5499 \frac{C}{CO_2} + 0,0021 \cdot C + 0,0436 \cdot H + 0,0045 \cdot W; \quad (27)$$

$$G_b \delta = \frac{C}{1200} \left[\left(\frac{100}{CO_2} - 1 \right) 0,000534 + 0,002077 + \frac{6}{C} \left(H + \frac{W}{9} \right) 0,000886 \right] = \\ = 0,0000445 \frac{C}{CO_2} + 0,0000013 \cdot C + 0,0000044 \cdot H + 0,0000005 \cdot W. \quad (28)$$

Умножая обе части выражения (25) на произведение $B_h \cdot T$, получаем:

$$B_h \cdot G_b \cdot c_p \cdot T = B_h \cdot G_b c \cdot T + B_h \cdot G_b \delta \cdot T^2. \quad (29)$$

Это выражение представляет не что иное, как основное уравнение (1), но уже написанное в явной форме.

Вводя обозначения:

$$B_h \cdot G_b c = M, \\ B_h \cdot G_b \delta = N$$

и обозначая теплосодержание газов, как и раньше, символом Q (в кал) имеем:

$$Q = M \cdot T + N T^2. \quad (30)$$

Этим уравнением устанавливается, как мы уже говорили, связь между температурой газов в том или ином пункте их пути по дымоходам и полным их теплосодержанием в этом пункте. Для возможности практического пользования этим уравнением нам должны быть известны из опыта следующие величины:

- 1) расход топлива в течение часа;
- 2) химический состав топлива, т. е. процентное содержание в нем отдельных элементов: углерода (С), водорода (Н) и влаги (W);
- 3) содержание углекислоты в сухих продуктах горения (CO_2), а при неполном сгорании углерода — и содержание окиси углерода (СО), так как для случая неполного сгорания выражения коэффициентов (27) и (28) несколько изменяются в том смысле, что в первых членах правой части знаменателем будет не CO_2 , а сумма ($CO_2 + CO$).

В качестве примера практического применения уравнения (30) воспользуемся им для одного из конкретных опытов с пассажирским паровозом серии Н^в.

Паровоз отапливался нефтяными остатками следующего химического состава:

$$C = 86,4\% \\ H = 12,4\% \\ O = 1,2\% \\ \hline \text{Итого } 100,0\%$$

Анализом газов, производившимся в течение всей опытной поездки, обнаружено среднее содержание углекислоты в количестве 12,2%, окиси углерода 1,26%. Расход нефти, приведенный к 1 часу, составил 503 кг. Темпера-

¹ В случае неполного сгорания углерода в знаменателе первых членов выражений (27) и (28) вместо CO_2 следует писать ($CO_2 + CO$), что без труда может быть доказано рассуждениями, совершенно аналогичными приведенным выше.

тура газов измерялась в двух пунктах: в топке при вступлении газовых струй в дымогарные трубы и в месте выхода из последних в дымовую коробку. Первая температура оказалась $T_2 = 1187^\circ$, вторая $T_3 = 436^\circ$.

Подсчитывая выражения коэффициентов основного уравнения по формулам (27) и (28), получаем для данного случая:

$$G_b c = 0,5499 \cdot \frac{86,4}{12,56 + 1,26} + 0,0021 \cdot 86,4 + 0,0406 \cdot 12,4 = 4,1228;$$

$$G_b \delta = 0,0000445 \cdot \frac{86,4}{12,56 + 1,26} + 0,0000013 \cdot 86,4 + 0,0000044 \cdot 12,4 = 0,0004451;$$

$$M = 503 \cdot 4,1228 \approx 2074,$$

$$N = 503 \cdot 0,0004451 \approx 0,2239;$$

после этого уравнение (30) примет вид:

$$Q = 2074 \cdot T + 0,2239 \cdot T^2.$$

Подставляя в это уравнение $T = T_2 = 1187^\circ$, мы, очевидно, определим из него то количество тепла, которое вносится газами в течение часа из топки в рубчатую часть котла:

$$Q_{T_2} = 2074 \cdot 1187 + 0,2239 \cdot 1187^2 = 2777300 \text{ кал.}$$

Подставляя в то же уравнение $T = T_3 = 436^\circ$, получаем тепло, уносимое газами в дымовую коробку:

$$Q_{T_3} = 2074 \cdot 436 + 0,2239 \cdot 436^2 = 946800 \text{ кал.}$$

Это тепло является в паровозном котле одной из главных потерь и носит название „потери с уходящими газами“, причем точное определение этой величины существенно необходимо для суждения об экономичности работы котла.

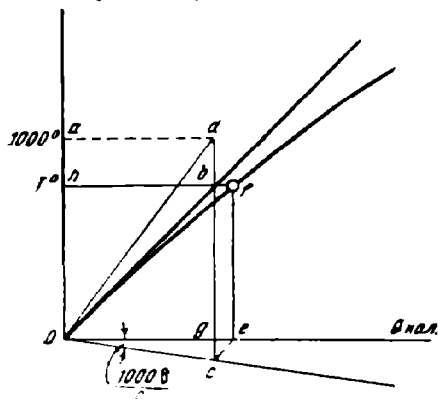
Разность

$$Q_{T_2} - Q_{T_3} = 1830500 \text{ кал}$$

показывает, какое количество тепла передается через поверхность нагрева дымогарных труб от газов котловой воде, характеризуя интенсивность этой теплопередачи в условиях опыта.

Из рассмотренного частного случая уже ясно, какую громадную роль играет уравнение (30) в вопросах исследования рабочего процесса котла. Дальнейшее применение этого уравнения будет рассмотрено позже, а пока укажем способ его графического построения, чрезвычайно облегчающий практическое пользование.

Построим прямоугольные оси координат (черт. 1) и условимся откладывать по оси абсцисс тепло в кал, а по ординатам — температуры, причем выбираем для этих последних масштаб



Черт. 1.

$$1^\circ = b \text{ мм.}$$

Проводим из начала координат: луч Ob , делящий пополам угол между осями, и луч Oc вниз от оси абсцисс под углом, тангенс которого равен $\frac{1000\delta}{c}$, причем ввиду весьма малой числовой величины этого отношения можно считать

$$\alpha = \text{tg } \alpha = \frac{1000\delta}{c};$$

величина $\frac{\delta}{c}$ равна, очевидно, $\frac{G_b \delta}{G_b \cdot c}$.

Откладываем по ординате в выбранном масштабе какую-либо произвольную температуру T , так что

$$oh = T \cdot b \text{ мм};$$

точкой a оси ординат отмечена температура 1000° , причем

$$Oa = 1000 \cdot b \text{ мм};$$

проводим горизонтальный луч hb , а через точку b пересечения его с биссектрисой координатного угла — вертикаль bc ; точку d соединяем с началом координат, а через точку c проводим $ce \parallel Od$ до пересечения с осью абсцисс, через точку e ведем вертикаль до пересечения в точке f с продолжением горизонтального луча hb .

Докажем, что точка f принадлежит искомой кривой, выражаемой уравнением (30), которую условимся называть кривой тепла.

Если это действительно так, то отрезок $hf = Oe$ представляет тепло Q , взятое в некотором масштабе

$$1 \text{ кал} = w \text{ мм},$$

т. е.

$$Oe = Q \cdot w \text{ мм}.$$

Из чертежа имеем:

$$Oe = \overline{Og} + ge,$$

$$\overline{Og} = \overline{Oh} = T \cdot b.$$

Из подобия треугольников Oda и ecg :

$$\overline{ge} = \frac{\overline{gc} \cdot \overline{Og}}{\overline{gd}},$$

$$\overline{gc} = \overline{Og} \cdot \frac{1000 \cdot b}{c} = \frac{T \cdot b \cdot 1000 \cdot b}{c},$$

$$\overline{gd} = \overline{Oa} = 1000 \cdot b,$$

$$\overline{ge} = \frac{T \cdot b \cdot 1000 \cdot b \cdot T \cdot b}{c \cdot 1000 \cdot b} = \frac{b}{c} \cdot b \cdot T^2$$

и следовательно:

$$Oe = Q \cdot w = b T + \frac{b}{c} \cdot b T^2 = b \left(T + \frac{b}{c} T^2 \right). \quad (31)$$

Уравнение (30) может быть приведено к виду:

$$Q = B_h \cdot G_b c \cdot T + B_h \cdot G_b b \cdot T^2 = B_h \cdot G_b c \left(T + \frac{b}{c} T^2 \right); \quad (32)$$

деля почленно (31) на (32), получаем:

$$w = \frac{b}{G_b \cdot B_h \cdot c} = \frac{b}{M}. \quad (33)$$

Таким образом, если масштаб тепла на нашей диаграмме выбран таким, чтобы удовлетворялось равенство (33), точка f действительно принадлежит кривой тепла.

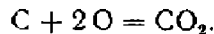
Указанным способом может быть получено сколько угодно точек, принадлежащих кривой тепла, соединяя которые по лекалу, получаем и самое ее очертание.

При пользовании графическим методом отыскание теплосодержания по заданной температуре и обратно производится чисто механически, без всяких вспомогательных вычислений.

Процесс горения Теоретически необходимое для горения количество воздуха. Коэффициент избытка воздуха. Влияние толщины слоя топлива и тяги

Процесс сгорания какого бы то ни было топлива заключается в том, что отдельные элементы топлива соединяются с кислородом воздуха, подводимого в топку в некоторых вполне определенных пропорциях, в результате чего образуются новые газообразные соединения, являющиеся носителями того тепла, которое выделяется при соответствующих химических реакциях и утилизируется в паровом котле.

Если топливо содержит C весовых процентов углерода, то для обеспечения полного сгорания его в углекислоту, что является идеалом топочного процесса, необходимо, говоря теоретически, подвести в топку количество кислорода, определяемое из основной формулы реакции полного сгорания углерода:

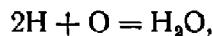


Сумма весовых частей элементов, участвующих в изображенной реакции, может быть представлена в виде:

$$12 + (2 \cdot 16) = 44.$$

Отсюда следует, что если для полного сгорания 12 весовых частей углерода требуется химически соединить с ним 32 весовых части кислорода, то на каждую весовую часть надо $\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ весовых частей кислорода, а на $\frac{C}{100}$ кг, имеющих-ся в каждом кг топлива, — $\frac{8}{3} \cdot \frac{C}{100}$ кг кислорода.

Реакция горения водорода имеет, как известно, вид:

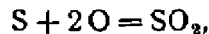


или в весовых частях:

$$2 \cdot 1 + 16 = 18;$$

отсюда заключаем, что для полного сгорания 1 весовой части водорода надо ввести в топку $\frac{16}{2} = 8$ весовых частей, а для сгорания $\frac{H}{100}$ кг водорода — $8 \cdot \frac{H}{100}$ кг кислорода.

Наконец, реакция полного сгорания серы в сернистую кислоту выражается уравнением:



или

$$32 + 2 \cdot 16 = 64;$$

таким образом, сера и кислород соединяются при полном сгорании в равных весовых количествах, и если сера содержится в топливе в количестве $S\%$, то для ее сжигания необходимо обеспечить подвод к топливу кислорода в количестве $\frac{S}{100}$ кг на 1 кг топлива. Итак, количество кислорода, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, выражается в виде суммы:

$$\frac{8}{3} \cdot \frac{C}{100} + \frac{8 \cdot H}{100} + \frac{S}{100} = \frac{1}{100} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S \right).$$

Если в составе самого топлива имеется некоторое количество кислорода — $O\%$, как это всегда и бывает в действительности, то этот кислород примет конечно участие в реакции горения, благодаря чему придется подводить в топку извне несколько меньшее его количество, а именно:

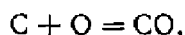
$$\frac{1}{100} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) \text{ кг.}$$

Так как в действительности в топку вводится не чистый кислород, а воздух, в котором кислород составляет только 0,236 части по весу, то теоретически необходимое для сгорания количество воздуха будет равно:

$$L_0 = \frac{1}{0,236} \cdot \frac{1}{100} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right). \quad (34)$$

Что же произойдет, если воздух поступит в топку в количестве, меньшем теоретически необходимого. Рассмотрим этот вопрос применительно к сгоранию углерода, который является преобладающей в количественном отношении составной частью всякого топлива.

Если кислорода оказывается недостаточно для соединения с углеродом в пропорции 2 атома на 1, то реакция протекает по схеме:



т. е. при вдвое меньшем количестве кислорода; получаемое соединение (окись углерода) известно в просторечии под названием „угара“. Выделяемое при этом количество тепла гораздо меньше, как будет подробно указано ниже, чем при полном сгорании, что значительно понижает степень использования топлива.

Выражение (34) дает, как мы видели, теоретический минимум притока воздуха в предположении, что весь кислород, содержащийся как в самом топливе, так и в подводимом к нему воздухе, используется полностью для нужд горения. Между тем повседневные наблюдения с помощью специальных приборов (анализаторов) показывают, что даже при незначительном притоке воздуха в топку в отходящих газах всегда имеется некоторое, иногда очень значительное, количество свободного неиспользованного кислорода. Происходит это оттого, что на практике никогда нельзя достичь вполне совершенного и достаточно быстрого перемешивания поступающего в топку внешнего воздуха с частицами топлива. Значительное влияние на полноту сгорания оказывает и температура, при понижении которой за известный предел четкость и быстрота реакции сгорания нарушаются и происходит выделение свободного углерода; а так как температура топочного пространства редко бывает равномерной, то и полное использование кислорода для нужд горения недостижимо. А раз нет и не может быть уверенности в идеальном и полном использовании кислорода, то во избежание значительной неполноты сгорания всегда приходится подводить к топливу воздух в количестве, большем теоретически необходимого, определяемого по формуле (34).

Называя действительное количество воздуха, участвующего в процессе, через L_s , имеем соотношение:

$$L_s = a \cdot L_0,$$

где a — коэффициент избытка воздуха, который в большинстве случаев котельной практики больше единицы.

Чем отдельные частицы топлива мельче и удобоподвижнее друг относительно друга, чем слабее связь между ними, тем легче они перемешиваются в топке с воздухом, тем, следовательно, величина коэффициента a будет стремиться ближе к единице.

В практике современных котельных, а в частности и паровозных установок выработаны следующие пределы колебаний a , соответствующие нормальному протеканию топочного процесса:

для газообразных горючих	$a = 1,1 - 1,2$
„ жидкого топлива (сжигание в форсунке)	$a = 1,15 - 1,30$
„ углей	$a = 1,30 - 1,60$
„ дров и торфа	$a = 1,50 - 2,0$ и более

Указать здесь точно и определенно наиболее выгодные значения a для разных сортов горючего не представляется возможным, так как величина эта

¹ В „шахтных“ топках удается сжигать дрова и торф с $a = 1,1 - 1,4$.

зависит, помимо химических и физических свойств топлива, от целого ряда конструктивных и эксплуатационных факторов, характеризующих работу котла.

Укажем только, что от реализации чрезмерно больших значений коэффициента избытка воздуха приходится отказаться, так как необходимость нагревания этого воздуха за счет тепла, освобождающегося при реакции горения, приводит к значительному понижению температур топочного пространства и ухудшает протекание процесса. Таким образом, теоретически говоря, для каждого сорта топлива и режима работы должен существовать какой-то наимыгоднейший избыток воздуха, величина которого может быть выяснена только специальными опытами.

Ввиду чрезвычайной важности поставленного вопроса исследованию его будет отведено место в дальнейшем изложении; когда мы ознакомимся более подробно и обстоятельно с рабочим процессом паровозного котла.

В неразрывной связи с вопросом об избытке воздуха, обеспечивающем достаточно полное сгорание, находится вопрос о наимыгоднейшей толщине слоя топлива на решетке.

При установившемся режиме топки притекающий из поддувала воздух, встречая на своем пути отдельные куски топлива, распыливается на массу отдельных струек, наружная оболочка которых соприкасается с раскаленным топливом, быстро науглероживается и переходит в углекислоту; при слишком толстом слое дальнейшее действие углерода на эту внешнюю оболочку вызывает реакцию восстановления



и приводит к значительной неполноте сгорания. Что же касается внутреннего ядра такой струйки, состоящего из кислорода и азота, то при недостаточной толщине слоя, состоящего из крупных кусков, этот кислород может выйти из слоя неиспользованным. В действительности каждая воздушная струйка претерпевает на своем пути через слой топлива целый ряд ударов и отклонений, что в значительной степени улучшает условия перемешивания.

Помимо высказанных общих соображений необходимо заметить, что при тонком слое быстро образуются отдельные „прохваты“ — незаполненные промежутки между кусками топлива, через которые врывается в топку холодный воздух, понижающий температуру топочного пространства и вредно действующий на топочную решетку; ведение топки при тонком слое требует особого внимания и навыка со стороны кочегара и является прекрасным стимулом к воспитанию машинистов кривоносовской закалки.

Как общее правило, можно рекомендовать держать слой на решетке тем тоньше, чем из более мелких отдельных кусков состоит топливо, так как при этом число отклонений воздушных струек будет больше.

С этой же точки зрения влияет на толщину слоя и скорость поступающего в топку воздуха, от которой зависит интенсивность ударов воздушных струй о куски топлива.

Чтобы заставить воздух притекать к топливу, а газы — двигаться по дымоходам, или, как говорят, чтобы создать тягу, надо устроить так, чтобы давление в конце дымохода (в дымовой коробке) было меньше давления окружающего воздуха (перед поддувалом). Для этой цели в стационарных котлах устраивается обычно дымовая труба, вызывающая тягу благодаря разности весов холодного наружного воздуха и нагретого внутри трубы.

В паровозах же габарит не позволяет ставить трубу достаточных размеров, и для получения весьма энергичной тяги, которая требуется при форсированной работе, прибегают к искусственной тяге: с этой целью струя пара, отработавшего в цилиндрах машины, выпускается с громадной скоростью в дымовую коробку через особый насадок, называемый „конусом“, и увлекая с собой газы, выталкивает их в трубу; благодаря этому в дымовой коробке реализуется весьма значительное разрежение и создается непрерывный ток воздуха и газов. Получаемая описанным способом тяга в паровозах во много раз интенсивнее, чем в стационарных установках, и скорость воздуха в толще топлива настолько значительна, что приходится увеличивать толщину слоя,

исходя из того соображения, что для действия кислорода на уголь нужно известное время. Так как паровозу приходится работать в весьма изменчивых условиях, в зависимости от различного профиля пути и веса составов, то и паровозный котел работает обычно с самыми разнообразными форсировками; а так как для каждого сорта топлива и форсировки существует, как увидим ниже, свой наивыгоднейший избыток воздуха, то в целях достижения более экономичной работы котла необходимо иметь возможность быстро в любой момент менять тягу в довольно широких пределах. Для этой цели прибегают к устройству конусов с переменным выходным сечением, которое можно увеличивать или уменьшать от руки при помощи механического привода. При уменьшении сечения („подтягивание“ конуса) увеличивается скорость пара, вылетающего из конуса, а следовательно и величина разрежения в дымовой коробке, за счет чего возрастает тот напор, под которым воздух поступает из поддувала в топочную камеру, а также и количество его; все это ведет к увеличению коэффициента избытка α . При увеличении сечения конуса происходит обратное явление. В особенности важно иметь переменный конус при угольном отоплении, когда находящийся на колосниках слой топлива представляет, в зависимости от толщины его, большее или меньшее сопротивление притоку воздуха из поддувала и требует, следовательно, переменной тяги: более сильной непосредственно после загрузки свежего угля и относительно слабой при прогорании и оседании слоя.

При правильном ведении паровозной топки в ней рекомендуется держать толщину угольного слоя от 75 до 250 мм.

В тех случаях, когда паровоз работает по принципу конденсации отработавшего в цилиндрах пара (вакуумной или атмосферной), тяга в дымоходах котла возбуждается уже не конусом, а специальной дымососной установкой (турбовентиляторной), которая также питается выхлопным паром машины и автоматический регулирует зависимость между количеством сжигаемого топлива и величиной разрежения, реализуемого в дымовой коробке для целей возбуждения тяги в котле.

Глава III

Анализ газов. Определение степени избытка воздуха. Определение количества окиси углерода, содержащейся в продуктах сгорания. Определение ожидаемого состава продуктов сгорания в проектируемом паровозе

Рассмотрев в предыдущей главе влияние количества подводимого к топливу воздуха на полноту сгорания и указав те значения коэффициента избытка воздуха, которые выработаны практикой для различных сортов топлива при применяемой на паровозах искусственной тяге, мы в праве задать вопрос: каким же путем может быть определен из опыта действительный расход воздуха или, вернее, коэффициент избытка воздуха?

Метод определения этой величины основан на данных о составе топочных газов, которые мы можем всегда получить опытным путем при помощи таких же точно анализаторов, какие применяются и при исследовании стационарных котлов. Но в то время, как там необходимо бывает производить забор пробы газов для анализа из первого дымохода во избежание получения ошибочных результатов анализа за счет всегда имеющего место присоса наружного воздуха в дымоходы через неплотности кладки, — в паровозном котле вполне допустимо забирать газ из дымовой коробки вблизи выходных отверстий дымогарных труб, так как ни о каком присосе воздуха здесь, понятно, не может быть и речи.

Пусть анализом забранной пробы газов обнаружено в 100 объемных частях содержание CO_2 объемных частей углекислоты, CO объемных частей окиси углерода, O объемных частей свободного кислорода и N_2 объемных частей азота.

Если V_0 есть объем воздуха, теоретически необходимый для полного сжигания 1 кг топлива, а α — коэффициент избытка воздуха, то объемное количество азота, вводимое в топку, должно быть равно, очевидно:

$$\text{N}_2 = 0,79 \cdot V_0 \cdot \alpha$$

(35)

(считая на 1 кг топлива); так как азот не принимает, как известно, никакого участия в процессе горения, то это же его количество перейдет целиком и в продукты горения.

Что касается кислорода, вводимого в топку в количестве

$$0,21 V_0 \cdot \alpha, \quad (36)$$

то для нужд горения его должно расходоваться $0,21 V_0$, если горение полное; если же, как в нашем общем случае, часть углерода топлива сгорает не в углекислоту, а в окись углерода, то расход кислорода на горение уменьшается в зависимости от содержания в одном объеме окиси углерода только половины объема кислорода; таким образом, на CO объемов окиси углерода, обнаруженных анализом в продуктах сгорания, „экономия“ кислорода составит $\frac{\text{CO}}{2}$, и израсходованным на сжигание топлива окажется количество кислорода, равное

$$0,21 V_0 - \frac{\text{CO}}{2}. \quad (37)$$

Избыток же кислорода в продуктах сгорания определится, очевидно, как разность выражений (36) и (37):

$$\text{O}_2 = 0,21 V_0 \cdot \alpha - \left(0,21 V_0 - \frac{\text{CO}}{2} \right),$$

откуда

$$\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2} = 0,21 V_0 (\alpha - 1), \quad (38)$$

Разделив почленно выражение (35) на (38), получим:

$$\frac{\text{N}_2}{\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2}} = \frac{0,79 \cdot V_0 \cdot \alpha}{0,21 \cdot V_0 (\alpha - 1)};$$

решая это уравнение относительно α , получаем:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \cdot \frac{\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2}}{\text{N}_2}}. \quad (39)$$

Второй вполне точный и общий способ определения коэффициента избытка воздуха основан на данных химического анализа топлива и объемного анализа газов и заключается в следующем: реакция полного сгорания углекислоты имеет вид



или в атомных весах

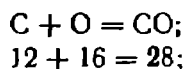
$$12 + 32 = 44,$$

откуда находим, что в данном объеме углекислоты углерод составляет по весу $\frac{12}{44} = \frac{3}{11}$. Так как 1 м³ углекислоты весит 1,965 кг, то вес углерода в этом объеме равен:

$$\frac{3}{11} \cdot 1,965 \approx 0,54 \text{ кг};$$

если анализом обнаружено содержание углекислоты в продуктах сгорания в количестве CO_2 объемных процентов, то вес углерода в 1 м³ топочных газов равен $0,54 \cdot \frac{\text{CO}_2}{100}$ кг.

При неполном сгорании углерода имеем:



РБ
УДУНТ
(ДІІТ)

а так как вес 1 м^3 окиси углерода равен $1,251 \text{ кг}$, то вес заключающегося в этом объеме углерода будет по аналогии с предыдущим:

$$\frac{12}{28} \cdot 1,251 = 0,54 \text{ кг},$$

а в 1 м^3 топочных газов, при содержании в них CO объемных частей окиси, углерод весит $0,54 \cdot \frac{\text{CO}}{100} \text{ кг}$.

На основании сказанного находим, что в продуктах сгорания 1 кг топлива содержится:

$$\begin{aligned} & \frac{\text{C}}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} \cdot \frac{\text{CO}_2}{100} \text{ м}^3 \text{ углекислоты,} \\ & \frac{\text{C}}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} \cdot \frac{\text{CO}}{100} \text{ м}^3 \text{ окиси углерода,} \\ & \frac{\text{C}}{0,54(\text{CO} + \text{CO}_2)} \cdot \frac{\text{O}_2}{100} \text{ м}^3 \text{ кислорода.} \end{aligned}$$

Количество водяных паров, образовавшихся при сжигании 1 кг топлива, содержащего $\frac{\text{H}}{100} \text{ кг}$ углерода, равно, согласно предыдущему, $\frac{9\text{H}}{100} \text{ кг}$, или $\frac{9\text{H}}{100 \cdot 0,814} \text{ м}^3$, так как 1 м^3 водяного пара весит $0,814 \text{ кг}$. В предыдущем выражении правильнее было бы вместо H поставить $(\text{H} - \frac{\text{O}}{8})$ по причинам, изложенным ниже, в главе о теплопроизводительности топлива, но ввиду незначительной разницы этих величин для большинства видов топлива (кроме дров) мы этого не делаем.

Перейдем теперь к определению количества воздуха, участвующего в процессе горения при формулированных нами условиях: одному объему углекислоты соответствует также один объем кислорода; поэтому объем кислорода, послуживший для полного сжигания углерода топлива, будет также

$$\frac{\text{C}}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} \cdot \frac{\text{CO}_2}{100} \text{ м}^3;$$

в объеме же окиси углерода заключается только половина объема кислорода:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{\text{C}}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} \cdot \frac{\text{CO}}{100} \text{ м}^3;$$

то же самое замечание применимо и к сгоранию водорода; поэтому соответствующий объем кислорода:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{9\text{H}}{100 \cdot 0,814} \text{ м}^3;$$

общая же сумма израсходованного в процессе сгорания 1 кг топлива кислорода:

$$a V_o^k = \left\{ \frac{\text{C}}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} \left[\frac{\text{CO}_2}{100} + \frac{1}{2} \frac{\text{CO}}{100} + \frac{\text{O}_2}{100} \right] + \frac{1}{2} \frac{9\text{H}}{100 \cdot 0,814} \right\} \text{ м}^3,$$

или в кг :

$$a L_o^k = 1,429 V_o^k$$

Количество же кислорода, расходуемое при теоретически необходимом притоке воздуха, было нами определено выше и представлено выражением (34):

$$L_o^k = \frac{1}{100} \left(\frac{8}{3} \text{C} + 8\text{H} + \text{S} - \text{O} \right).$$

Деля почленно друг на друга два последних уравнения, получаем:

$$a = \frac{1,429 \left[\frac{\text{C} \left(\text{CO}_2 + \frac{1}{2} \text{CO} + \text{O}_2 \right)}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} + 5,53 \text{H} \right]}{\frac{8}{3} \text{C} + 8\text{H} + \text{S} - \text{O}}.$$

УДУНТ
(ДПТ)

В предыдущем изложении нам уже приходилось неоднократно констатировать факт всегда возможной в топочном процессе химической неполноты горения, обуславливающей присутствие в продуктах сгорания окиси углерода. Достичь на практике химически полного сгорания углерода удается далеко не всегда и не при всяких условиях. Экспериментальное исследование процесса горения показывает, что чем сильнее (начиная с известного предела) форсировка котла, т. е. чем большее количество топлива сжигается в топке за определенный промежуток времени, тем большее количество окиси углерода обнаруживается анализом в отходящих газах. Что касается в частности паровозного котла, то ему приходится почти все время своей службы работать с полным напряжением всех его частей, так как в силу эксплуатационно-экономических соображений от него стараются взять все, что он может дать. Поэтому условия работы паровозной топки способствуют значительно большей неполноте сгорания, чем обычно наблюдается в стационарных котельных установках.

Величина CO , весьма характерная для процесса работы топки и необходимая для точного учета соответствующей тепловой потери от неполного сгорания, может быть определена, как указывалось выше, в газоанализаторе, причем в качестве химического реактива, поглощающего окись углерода, применяется обычно аммиачный раствор полухлористой меди. Надо однако заметить, что этот реактив, точно так же, как и другие, употребляемые для определения количества окиси углерода, действует крайне несовершенно, поглощение идет крайне медленно, да и то только при совершенно свежем растворе и при небольших количествах CO в газах; но даже и при соблюдении этих условий никогда не может быть уверенности в том, что действительно все количество окиси углерода поглощено при анализе.

Таким образом, пользоваться в целях исследования процесса горения данными заведомо неточного анализа на CO не рекомендуется, а гораздо надежнее определять процент содержания этого газа теоретическим путем, основываясь на следующих соображениях. Для объемного количества кислорода, расходуемого на сжигание 1 кг топлива, имеем выражение:

$$\begin{aligned} & \frac{C}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} \left(\text{CO}_2 + \frac{\text{CO}}{2} + \text{O}_2 \right) + \frac{9\left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right)}{2 \cdot 0,814} = \\ & = \frac{C}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})} \left[\text{CO}_2 + \frac{\text{CO}}{2} + \text{O}_2 + \frac{3\left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right)(\text{CO}_2 + \text{CO})}{C} \right] \end{aligned} \quad (41)$$

Величина $\frac{C}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})}$, вынесенная за скобки, выражает не что иное, как объем (в м^3) сухих продуктов сгорания 1 кг топлива. Действительно, $0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})$ есть, как мы видели выше, вес углерода в 1 м^3 продуктов сгорания (если CO_2 и CO выражены не в процентах, а в объемных долях); C есть вес углерода в кг топлива; следовательно, частное от деления C на $0,54(\text{CO}_2 + \text{CO})$ представляет собою объем газов.

Приняв это к сведению, мы выводим, что в уравнении (41) выражение, заключенное в квадратные скобки, есть объем кислорода, пошедшего на образование 1 м^3 газов. Определяя по этому объему соответствующий объем азота, введенного в топку и перешедшего целиком в продукты сгорания, имеем:

$$\text{N}_2 = \frac{79}{21} \left[\text{CO}_2 + \frac{\text{CO}}{2} + \text{O}_2 + \frac{3\left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right)(\text{CO}_2 + \text{CO})}{C} \right]$$

процентный состав продуктов сгорания выражается уравнением:

$$\begin{aligned} 100 &= \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2 + \text{N}_2 \\ \text{или} \\ 100 &= \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2 + \frac{79}{21} \left[\text{CO}_2 + \frac{\text{CO}}{2} + \text{O}_2 + \frac{3\left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right)(\text{CO}_2 + \text{CO})}{C} \right] \end{aligned}$$

откуда, приводя правую часть уравнения к общему знаменателю и деля обе части на 100, получаем:

$$21 = \text{CO}_2 + \text{O}_2 + 0,605 \cdot \text{CO} + 0,79 \cdot 3 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) \frac{\text{CO}_2 + \text{CO}}{C},$$

$$\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 21 - \frac{2,37 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right)}{C} (\text{CO}_2 + \text{CO}) - 0,605 \text{ CO} =$$

$$= 21 - \beta_0 (\text{CO}_2 + \text{CO}) - 0,605 \text{ CO},$$

$$\beta_0 = \frac{2,37 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right)}{C}$$

наконец, определяя CO, находим:

$$\text{CO} = \frac{21 - \beta_0 \text{CO}_2 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2)}{0,605 + \beta_0} \quad (42)$$

Таким образом, имея вполне надежные данные анализа газов на углекислоту и свободный кислород (а это действительно так, ибо поглощение углекислоты раствором едкого кали, а кислорода — щелочным раствором пирогалловой кислоты происходит всегда быстро и совершенно) и зная химический состав топлива, можно вполне точно определить и содержание в газах окиси углерода.

Единственное принципиальное возражение, которое можно сделать против изложенного метода, заключается в следующем: во всех предыдущих выводах мы предполагали совершенное сгорание углерода, т. е. без образования сажи, представляющей собою, как известно, аморфный углерод, выделяющийся при понижении топочной температуры за известный предел и оседающий на стенках дымоходов или уносимый с дымом в трубу.

Не отрицая принципиальной правильности высказанного соображения, можно лишь возразить, что при нормальных условиях работы топки процентное содержание сажи в дыме ничтожно мало, как это твердо установлено многочисленными специальными опытами; появление же больших количеств сажи указывает или на слишком неудачную конструкцию топки или на полную неопытность кочегара и представляет во всяком случае аномалию топочного процесса. Между тем присутствие окиси углерода в продуктах сгорания наблюдается почти всегда, и с точки зрения достижения наивыгоднейших условий работы всей котельной установки в целом даже излишне, как увидим ниже, стремиться к абсолютно полному сгоранию, особенно в паровозах со свойственной им форсированной работой и высокой температурой отходящих газов. Отсюда вытекает, что для нас существенно важно уметь в каждом данном случае возможно более точно определить неполноту сгорания, на величину которой при нормальных условиях работы образование сажи почти не оказывает влияния. Все сказанное заставляет нас отдать решительное предпочтение теоретическому методу определения CO ввиду ненадежности данных объемного анализа в отношении определения этой величины.

Выше для иллюстрации практического применения уравнения кривой тепла мы пользовались данными одной из опытных поездок с паровозом серии Н^В

Содержание CO в условиях этой поездки определялось анализом, причем среднее из пяти произведенных анализов значение этой величины получилось равным 1,26%.

Для подсчета содержания CO по теоретической формуле (42) имеем для нашего топлива:

$$\beta_0 = 2,37 \frac{12,4 - \frac{1,2}{8}}{86,4} = 0,336$$

и

$$\text{CO} = \frac{21 - 0,336 \cdot 12,56 - (12,56 + 3,04)}{0,605 + 0,336} = 1,26\%$$

и состав продуктов сгорания получается окончательно таким:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= 12,56\%; \\ \text{CO} &= 1,26\%; \\ \text{O}_2 &= 3,04\%; \\ \text{N}_2 &= 83,14\%. \end{aligned}$$

Коэффициент избытка воздуха по формуле (39):

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{3,04 - 0,63}{83,14}} = 1,122.$$

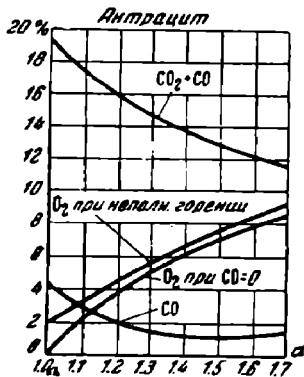
Теоретически необходимый приток воздуха в кг для сжигания 1 кг нефтяных остатков состава: $86,4 \cdot \text{C} + 12,4 \cdot \text{H} + 1,2 \cdot \text{O}$, которыми отапливается опытный паровоз, подсчитываем по формуле (34):

$$L_0 = \frac{1}{23,6} \left(\frac{8}{3} 86,4 + 8 \cdot 12,4 - 1,2 \right) = 13,9 \text{ кг},$$

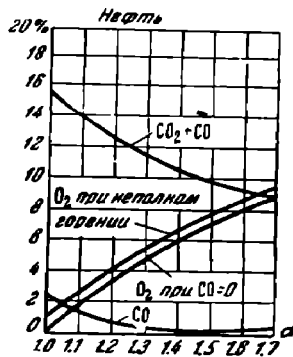
а действительный расход:

$$L_s = 13,9 \cdot 1,122 = 15,6 \text{ кг}.$$

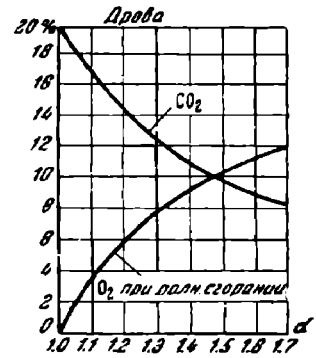
В целях более полного и наглядного ознакомления с характером зависимости, существующей между избытком воздуха и составом продуктов горения, на черт. 2, 3 и 4 представлены графики для нефти, антрацита и дров. На первых двух графиках кроме „теоретических“ кривых содержания кислорода при полном горении нанесены кривые изменения O_2 и CO при неполном горении: для нефти — на основании многочисленных опытов с целым рядом пассажирских и товарных паровозов, а для антрацита — из опытов с паровозом серии Е^Ф типа „Декапод“.



Черт. 2.



Черт. 3.



Черт. 4.

При проектировании вновь строящихся паровозов бывает необходимо наметить вероятный, ожидаемый состав продуктов сгорания для возможности составления теплового баланса котла и проверки величины его коэффициента полезного действия. Для этой цели служат уже выведенные нами ранее уравнения:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}_2 - 0,5 \text{CO}}{\text{N}_2}}; \quad (43)$$

$$\text{CO} = \frac{21 - \beta_0 \cdot \text{CO}_2 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2)}{0,605 + \beta_0}; \quad (44)$$

$$100 = \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2 + \text{N}_2; \quad (45)$$

Неизвестными в этих уравнениях являются величины: α , CO , CO_2 , O_2 , N_2 , величина же химической характеристики β_0 определяется по заранее извест-

ному химическому составу топлива, как было указано выше. Для возможности решения приведенных трех уравнений необходимо задаться двумя из пяти неизвестных величин. Наиболее удобно задаться величинами α и CO . В самом деле, выше мы видели, что при нормальной работе топки каждому сорту топлива соответствует определенная, выработанная практикой, величина α (обычно при расчете нефтяной топки задаются $\alpha = 1,2$, для угольной — от 1,3 до 1,6). Величина CO в правильно сконструированной и эксплуатируемой паровой топке может быть принята с запасом от 1 до 1,5%. Решая при этих условиях предыдущую систему уравнений, находим из них все компоненты газового состава.

Глава IV

Теплотворная способность топлива и методы ее определения

Составив себе достаточно полное и ясное представление о процессе горения топлива на колосниковой решетке, перейдем к весьма существенному вопросу об определении того количества тепла, которое освобождается в топке при реакции горения и является с точки зрения рабочего процесса котла располагаемым теплом.

Это располагаемое тепло принято выражать в *кал* на 1 кг сожженного топлива; этой величине присвоен общий термин *теплопроизводительности* или *теплотворной способности* топлива — при полном сгорании всех химических элементов, входящих в его состав.

Тепловая энергия процесса горения расходуется частью на перевод топлива из твердого (уголь, дрова, торф) или жидкого (нефть) состояния в газообразное (продукты сгорания), т. е. на преодоление внутренних сил сцепления между частицами топлива или, как говорят, на дисгрегацию частиц (подразумеваемая под этим термином вообще изменение молекулярного строения тела); часть тепловой энергии затрачивается на испарение механически примешанной к топливу воды; часть передается лучеиспусканием стенкам топочной камеры; остальное же тепло (большая часть) идет на нагревание газов сгорания до температуры горения.

Теплотворную способность как отдельных элементов, так и различных их соединений определяют обычно опытным путем, сжигая некоторое точно взвешенное количество испытуемого горючего в герметически закрытом сосуде — бомбе, окруженном со всех сторон водою. Количество тепла, воспринятое водою калориметра (для подсчета которого необходимо знать вес воды и температуру ее до и после сжигания), разделенное на вес образца топлива, и дает теплотворную способность в *кал*. При таком способе количество тепловой энергии, затрачиваемое на изменение молекулярного строения сжигаемого вещества, очевидно, не регистрируется, представляя вообще в большинстве случаев фактор, не поддающийся учету ни теоретическим, ни эмпирическим путем. Надо сказать, что

учет этой части тепловой энергии представляет в большинстве случаев лишь теоретический интерес; что же касается исследования тепловой работы котельной установки, то здесь нам необходимо знать именно ту практическую величину теплопроизводительности K ,

которая получена для данного топлива калориметрическим методом, так как очевидно, что работа дисгрегации не зависит от того, где мы сжигаем наше топливо — в калориметрической бомбе или в топке паровозного котла.

В табл. I приведены величины теплопроизводительности для химических элементов топлива, полученные при опытах Фавра и Зильбермана и вполне подтвержденные данными позднейших исследований.

Таблица 1

Горючий элемент	Продукт сгорания	Теплопроизводит. K кал
Водород H	H ₂ O	34 600
Углерод C	CO ₂	8 100
Окись углерода CO	CO ₂	2 430
Сера S	SO ₂	2 240

Пусть теперь мы имеем какое-нибудь более сложное химическое соединение, например этилен, химическая формула которого имеет вид C_2H_4 . Весовой состав этого газа таков:

$$\begin{array}{r} 2 \cdot 12 = 24 \text{ части углерода} \\ 4 \cdot 1 = 4 \quad \cdot \quad \text{водорода} \\ \hline \text{Итого.} \quad 28 \end{array}$$

т. е. углерода в 1 кг этилена $-\frac{24}{28} = \frac{6}{7}$ кг и водорода $-\frac{4}{28} = \frac{1}{7}$ кг.

На основании выясненного таким путем весового состава этилена и принимая во внимание цифры табл. 1, можно написать и выражение для теплотворной способности этого газа:

$$K = \frac{6}{7} \cdot 8100 + \frac{1}{7} \cdot 34600 = 11886 \text{ кал},$$

тогда как непосредственным опытом получена цифра 11857 кал, почти в точности совпадающая с расчетной.

Казалось бы, что на основании данных этой таблицы чрезвычайно легко подсчитать теплопроизводительность любого топлива, коль скоро нам известно весовое содержание в нем элементов С, Н, S, составляя выражение:

$$K_0 = 8100 \cdot C + 34600 \cdot H + 2240 S. \quad (46)$$

На самом же деле вопрос значительно усложняется в силу следующих причин.

В состав большинства применяемых в технике топлив входит, кроме перечисленных горючих элементов, некоторое количество кислорода. Если бы этот кислород находился в топливе в свободном состоянии, то написанное выше выражение (46) было бы приблизительно справедливым (если пренебречь вышеупомянутой затратой некоторой части тепла на дисгрегацию молекул); в действительности же кислород топлива всегда бывает связан или с водородом или с углеродом, ввиду чего эта связанная часть того или иного горючего элемента уже не примет участия в процессе горения и не сможет выделить никакого тепла.

Таким образом, оперируя с формулой (46), мы всегда будем получать заведомо преувеличенные цифры теплотворной способности, причем это искажение должно быть тем больше, чем богаче данное топливо кислородом.

Так, для бакинской нефти, характеризующейся цифрами:

$$C = 86,3\%; H = 13,6\%; O = 0,1\%; K = 11460 \text{ кал},$$

имеем по формуле (46):

$$K_1 = 8100 \cdot 0,863 + 34600 \cdot 0,136 = 11690 \text{ кал},$$

что разнится от действительной величины K на

$$\Delta = \frac{11690 - 11460}{11460} \cdot 100 = 2,0\%.$$

Для сухого каменного угля:

$$C = 73,2\%; H = 4,8\%; O = 11,0\%; K = 7000 \text{ кал};$$

$$K_1 = 8100 \cdot 0,732 + 34600 \cdot 0,048 = 7590 \text{ кал};$$

$$\Delta = 8,4\%.$$

Для бурого угля:

$$C = 56,8\%; H = 4,2\%; O = 22,0\%; K = 5280 \text{ кал};$$

$$K_1 = 8100 \cdot 0,568 + 34600 \cdot 0,042 = 6054 \text{ кал};$$

$$\Delta = 14,6\%.$$

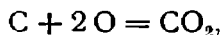
Таким образом, пользоваться формулой (46) для подсчета теплопроизводительности топлива при содержании в нем кислорода в количестве свыше 1% уже недопустимо. Не желая в то же время отказываться от чрезвычайно цен-

ного и практически удобного способа определения K по теоретической формуле, за неимением во многих случаях точных данных, полученных путем сжигания в бомбе, попробуем уточнить формулу (46), приняв во внимание несвободное состояние кислорода в топливе.

В огромном большинстве случаев у нас нет никаких твердых оснований для суждения о том, с какими элементами связан кислород топлива; между тем вопрос этот имеет существенно важное значение для более точного определения вероятного количества выделяемого топливом тепла.

Для доказательства рассмотрим в самом общем виде для топлива, содержащего C весовых долей углерода, H — водорода и O — кислорода, два варианта его внутреннего молекулярного строения.

1. Кислород топлива соединен с углеродом в пропорции углекислоты:



или в весовом отношении:

$$12 + 32 = 44.$$

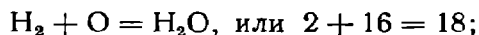
Если 32 весовых части кислорода связывают 12 весовых частей углерода, то O весовых частей ($кг$) кислорода, которые входят в состав нашего топлива, удержат в связанном состоянии:

$$\frac{12}{32} \cdot O = \frac{3}{8} O \text{ весовых частей углерода.}$$

Эти $\frac{3}{8} O$ $кг$ углерода, как уже образовавшие углекислоту внутри самого топлива, никакого участия в процессе горения, очевидно, не примут, а потому и не смогут выделить того тепла, которое соответствует их горению. Это количество недовыделенного топливом в рассматриваемом случае тепла выразится величиной:

$$\frac{3}{8} O \cdot 8100 \text{ кал} = 4040 \text{ } O \text{ кал.}$$

2. Кислород топлива соединен с водородом в пропорции воды:



отсюда, по аналогии с предыдущим, O $кг$ кислорода будет связывать $\frac{2}{16} O = \frac{1}{8} O$ $кг$ водорода, и явная теплотворная способность нашего топлива будет меньше определяемой по формуле (46) на величину:

$$\frac{1}{8} O \cdot 34\,600 \text{ кал} = 4325 \text{ } O \text{ кал.}$$

Таким образом, мы видим, что это второе предположение относительно молекулярного строения нашего топлива дает более значительное уменьшение его теплотворной способности; а так как, с другой стороны, при всякого рода практических расчетах всегда лучше иметь некоторый расчетный запас в смысле недооценки благоприятствующих работе факторов, а не переоценки их, то этот второй вариант подсчета теплотворной способности горючего более правилен для практических целей.

Новый более точный вид формулы (46) будет таков:

$$K_0 = 8100 C + 34\,600 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2240 S. \quad (47)$$

В таком виде написанная формула была впервые предложена Дюлонгом.

Уравнение (47) точно так же, как и способ вычисления K для различных соединений, выражаемых той или иной химической формулой, при помощи цифровых данных табл. 1 надо рассматривать лишь как приближение к истине, точность которого будет неодинакова для различных соединений ввиду неодинаковой тепловой работы, затрачиваемой на дисгрегацию молекул.

Весьма наглядным подтверждением высказанного взгляда является следующий пример: выше мы определили подсчетом величину теплотворной способности для газообразного этилена C_2H_4 , найдя ее равной 11 886 кал, т. е.

только на 0,2% больше действительной. Для жидкого амилена, выражаемого формулой C_8H_{18} , т. е. того же весового состава, но более сложного молекулярного строения, расчетное K_0 получится то же, что и для этилена, действительная же величина теплопроизводительности, определяемая в бомбе, оказывается равной 11490 кал, т. е. на 3,3% меньше теоретической. Для твердого цетана $C_{18}H_{32}$ опытное K_0 равно 11055 кал, — на 7% меньше теоретической цифры.

Возвращаясь к твердому и жидкому топливу, применяемому в котельных установках и в частности на паровозах, необходимо заметить, что формула Дюлонга дает наиболее близкие к действительности результаты для различных сортов каменных углей, с точностью до 2%; в несколько худшей степени — для нефти; для дровяного же топлива она совершенно непригодна, давая расхождение с действительностью до 10%.

Выше мы видели, что при сгорании топлива в топочных газах всегда содержится водяной пар, как продукт сгорания водорода ($2H + O = H_2O$) и как результат почти мгновенного испарения при высокой топочной температуре той влаги, которая была механически примешана к топливу (например в сырых дровах — до 50% и более).

При лабораторной обстановке опыта определения теплотворной способности, когда продукты сгорания образца испытуемого топлива охлаждаются до температуры воды калориметра, водяные пары конденсируются в воду, выделяя целиком все то тепло, которое было затрачено на их образование. То же самое условие предполагалось нами и при составлении формулы (47). Получающаяся при опытах сжигания в калориметрической бомбе и при аналитических подсчетах по формуле (47) величина K_0 носит название высшего предела теплотворной способности или теплотворной способности при полном охлаждении.

Теперь посмотрим, что же произойдет при сжигании топлива в котельной толке.

Ввиду того, что температура отходящих из котла газов сгорания всегда значительно выше точки кипения воды (в паровозах — от 250 до 500°), водяной пар, входящий в состав продуктов горения, не может скоонденсироваться в пределах котла, а следовательно все то тепло, которое было затрачено на его образование, не может быть утилизировано нами и бесполезно уносится в дымовую трубу. Эта часть тепла всегда является, таким образом, неизбежной потерей, и использование в практической обстановке работы парового котла всей теплоты топлива в количестве K_0 кал является даже теоретически недостижимым идеалом; в самом деле, лучшее, на что мы можем рассчитывать в смысле теплоиспользования газового потока, — это охлаждение его до температуры котловой воды, за счет испарения которой и происходит его охлаждение. Такое охлаждение было бы достигнуто при бесконечно большой интенсивности теплопередачи от газов котловой воде, что представляло бы теоретический идеал теплоиспользования газового потока, а эта температура (при давлении в котле, всегда значительно большем атмосферного) все-таки выше температуры конденсации водяных паров в газовом потоке, где давление близко к атмосферному.

Итак, для практических целей исследования работы котельной установки величина K_0 не представляет никакого интереса; гораздо важнее в этом случае знать нижний предел теплопроизводительности:

$$K = K_0 - \lambda \cdot W_0,$$

где W_0 — все весовое количество водяных паров, входящих в состав продуктов горения 1 кг топлива,

λ — теплосодержание 1 кг пара.

Величина λ может быть взята непосредственно по таблицам Моэе для насыщенного водяного пара при атмосферном давлении и равна 640 кал; величина W_0 состоит, как было уже указано, из двух слагаемых: веса водяных паров, полученных при сгорании водорода топлива, и весового содержания влаги в самом топливе в количестве W .

Из формулы сгорания водорода



имеем:

$$2 + 16 = 18;$$

если 2 кг водорода дают 18 кг водяных паров, то H кг его образуют $\frac{18}{2} \text{H} = 9\text{H}$ кг пара. После этого получаем:

$$K = K_0 - 640 (9\text{H} + \text{W}). \quad (48)$$

Ввиду того, что формулы (46) и (47) являются лишь приближенными, без всякой претензии на теоретическую точность, вполне допустимо в формуле (48) заменить H через $(\text{H} - \frac{\text{O}}{8})$, что приводит уравнение к значительно более простому виду:

$$\begin{aligned} K &= 8100 \cdot \text{C} + 34\,600 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right) + 2240 \cdot \text{S} - 640 \cdot 9 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right) - 640 \text{W} = \\ &= 8100 \cdot \text{C} + 28\,840 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right) + 2240 \text{S} - 640 \cdot \text{W}, \end{aligned}$$

или, округляя коэффициенты:

$$K = 8100 \cdot \text{C} + 29\,000 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8}\right) + 2500 \cdot \text{S} - 600 \cdot \text{W}. \quad (49)$$

Это и есть окончательный вид формулы Дюлонга для определения низшего предела теплопроизводительности горючих. Кроме этой формулы существует много других, аналогично построенных и отличающихся главным образом величиной числовых коэффициентов.

Наиболее удобными из них являются формулы Менделеева, опирающиеся на громадный опытный материал и тщательно проверенные:

$$K_0 = 8100 \cdot \text{C} + 30\,000 \cdot \text{H} - 2600 (\text{O} - \text{S});$$

$$K = 8100 \cdot \text{C} + 24\,600 \cdot \text{H} - 2600 (\text{O} - \text{S}) - 600 \cdot \text{W}. \quad (50)$$

Степень точности подсчетов по обеим формулам для различных горючих показана в табл. 2.

Таблица 2

Род топлива	Химический состав					Низш. теплопр. K кал			Отклонение K от опытн. в %	
	С	Н	О	S	W	из опыта	по ф-ле Дюл.	по ф-ле Менд.	по Дюл.	по Менд.
Нефть легкая бакинская	86,3	13,6	0,1	0	0	10730	10920	10333	+1,7	-3,7
Нефтяные остатки	87,04	12,72	0,04	0	0	9913	10740	10180	+8,3	+2,7
Мазут	86,0	12,0	1,65	0	0	9870	10388	9876	+5,3	± 0
Сухой каменный уголь	73,2	4,8	11,0	0,8	6,0	6700	6866	6788	+2,5	+1,3
Бурый уголь	56,8	4,2	22,0	—	8,0	5010	4964	5014	-0,9	± 0
Торф	40,7	4,3	23,6	0	25,0	3580	3581	3591	-1,4	+0,3
Дрова	30,0	3,6	25,8	0	40,0	2400	2295	2356	-4,4	-1,8
Антрацит грушевский	89,9	1,25	0,8	1,0	4,2	7560	7610	7570	+0,7	+0,1

Совершенно особняком от описанных методов определения величины K стоит метод аналитического подсчета, основанный на правиле Вельтера, согласно которому отношение полного количества тепла, которое могло бы выделить при сгорании данное тело при отсутствии каких бы то ни было затрат тепла на изменение его молекулярного строения, к теоретическому расходу кислорода, потребного для полного сгорания, есть величина постоянная:

$$\frac{K_0}{L_{\text{окис}}} = \text{const.}$$

Предполагая, что расход тепловой энергии на перегруппировку атомов и на перевод тела из твердого или жидкого состояния в газообразное сравнительно мало колеблется для большинства горючих, можно условно распространить правило Вельтера и на величины K .

Значение $L_0^{кис}$ мы уже имели раньше:

$$L_0^{кис} = \frac{8}{3} C + 8H + S - O.$$

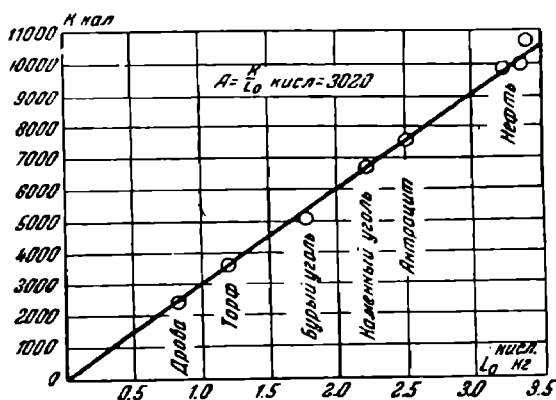
В табл. 3 приведены для различных топлив величины K и $L_0^{кис}$, подсчитанные по данным химического анализа, взятым из табл. 2, а также и величины отношений $\frac{K}{L_0^{кис}}$.

Таблица 3

Род топлива	Нижшая теплотв. способность K кал (из опыта)	Теоретич. расход кисл. $L_0^{кис}$ кг	$\frac{K}{L_0^{кис}}$
Нефть бакинская	10730	3,39	3162
Нефтяные остатки	9913	3,34	2968
Мазут	9870	3,23	3056
Антрацит грушевский	7560	2,50	3024
Сухой каменный уголь	6700	2,23	3004
Бурый уголь	5000	1,77	2825
Торф	3580	1,19	3009
Дрова	2400	0,83	2892

На черт. 5 нанесены в координатах K , $L_0^{кис}$ результаты этих подсчетов в виде отдельных точек. Нанесенная на планшете прямая имеет уравнение

$$K = 3020 \cdot L_0^{кис}$$



Черт. 5.

и прекрасно укладывается относительно точек, так что среднее отклонение точек от прямой составляет всего около 1,2%, а наибольшее (для бурого угля) равно 6%. Подставляя в предыдущее уравнение выражение $L_0^{кис}$, получаем:

$$K = 3020 \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = 8056 C + 24160 \cdot H - 3020 (O - S). \quad (51)$$

Это выражение весьма близко к формуле Менделеева.

Заканчивая теоретическую сторону чрезвычайно важного вопроса об определении величины теплопроизводительности топлива, мы приходим к выводу, что в тех случаях, когда теплотворная способность не определена непосредственным опытом, ее правильнее всего подсчитывать по формулам (50) или (51).

Располагаемое тепло. Теоретическая температура горения

Имея непосредственно из опыта или подсчитывая по формулам Дюлонга или Менделеева, или наконец по правилу Вельтера теплопроизводительность топлива и зная часовой расход его, мы можем определить все количество тепла, выделяющееся в топке в течение 1 часа, как произведение этих двух величин:

$$Q = K \cdot B_k.$$

Так например, для конкретных условий уже упоминавшейся ранее опытной поездки с паровозом серии Н^н получаем величину:

$$Q = 9900 \cdot \frac{450}{0,894} = 4\,983\,200 \text{ кал},$$

где: 450 — расход топлива в кг за всю поездку,

0,894 — продолжительность поездки в долях часа,

9900 — определенная из опыта теплопроизводительность.

Кроме этого тепла сгорания с самим топливом и вводимым в топку воздухом, температура которого, вообще говоря, может быть отличной от 0° (с которой мы условимся вести все наши тепловые подсчеты), вносится некоторое количество тепла. Ввиду того, что эта величина (назовем ее Q') в обычных условиях работы паровозной топки не превышает 1% от Q , ее нет надобности определять с педантической точностью. Считая поэтому, что теплоемкости продуктов сгорания топлива и атмосферного воздуха одинаковы (что теоретически конечно неправильно) мы можем применить для определения тепла Q' то же основное уравнение тепла, которое было выведено выше для газового потока, подставив в него

$$T = t_a,$$

где t_a — средняя температура наружного воздуха во время опыта.

Для нашего конкретного примера $t_a = 23^\circ$, и тепло, вносимое в топку с топливом и воздухом, определяется по уравнению:

$$Q' = 503 \cdot 4,1228 \cdot 23 + 503 \cdot 0,000445 \cdot 23^2,$$

или

$$Q' = 2074 \cdot 23 + 0,2238 \cdot 23^2 = 47\,800 \text{ кал}.$$

Полное же количество располагаемого тепла в топке:

$$Q_0 = Q + Q',$$

и в нашем примере:

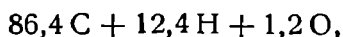
$$Q_0 = 4\,983\,200 + 47\,800 = 5\,031\,000 \text{ кал}.$$

Рассматривая сделанный вывод, мы находим в нем одну принципиальную неправильность. Дело в том, что все предыдущие подсчеты мы вели в том предположении, что в топку вводится и в ней сгорает чистое топливо. В действительности же это далеко не всегда так бывает: нефтяное топливо требует для быстрого и полного сгорания энергичного распыливания струей воздуха или пара, а многие сорта углей требуют перед введением в топку обильного смачивания водою во избежание чрезмерного уноса в трубу. И в том и другом случае состав рабочего топлива (смеси) будет значительно отличаться от состава чистого горючего, погруженного на тендер, причем, очевидно, теплопроизводительность такого „разжиженного“ топлива будет несколько понижена.

Принимая во внимание сделанное замечание, подсчитаем для нашего конкретного примера величину Q_0 более точно.

Из непосредственных данных опытной поездки видно, что расход пара на распыливание или „пульверизацию“ нефти составлял за поездку 52 кг на 450 кг израсходованной в то же время нефти, т. е. на 1 кг нефти — $\frac{52}{450} = 0,116$ кг (эту цифру удобно называть „коэффициентом пульверизации“).

Если состав чистого топлива выражается символически



то процентное содержание соответствующих химических элементов в рабочем топливе может быть подсчитано следующим образом:

$$C' = C \cdot \frac{1}{1 + \xi},$$

$$H' = H \cdot \frac{1}{1 + \xi},$$

$$O' = O \cdot \frac{1}{1 + \xi},$$

где ξ — коэффициент pulverизации.

Подставляя в полученные соотношения величины C, H, O и ξ , имеем:

$$C' = 86,4 \cdot \frac{1}{1 + 0,116} = 86,4 \cdot 0,896 = 77,4\%$$

$$H' = 12,4 \cdot 0,896 = 11,1\%$$

$$O' = 1,2 \cdot 0,896 = 1,1\%$$

$$W' = 100 - (C' + H' + O') = 10,4\%$$

Итого 100,0%.

Коэффициенты уравнения кривой тепла, подсчитанные для рабочего топлива, получаются равными:

$$G_{\delta c} = 0,5499 \cdot \frac{77,4}{12,56 + 1,26} + 0,0021 \cdot 77,4 + 0,0406 \cdot 11,1 + \\ + 0,0045 \cdot 10,4 = 3,726,$$

$$G_{\delta \delta} = 0,0000445 \cdot \frac{77,4}{12,56 + 1,26} + 0,0000013 \cdot 77,4 + 0,0000044 \cdot 11,1 + \\ + 0,0000005 \cdot 10,4 = 0,0004126,$$

а так как часовой расход топлива-смеси равен

$$B'_h = \frac{450 + 52}{0,894} = 562 \text{ кг},$$

то

$$M = 3,726 \cdot 562 = 2094,$$

$$N = 0,0004126 \cdot 562 = 0,2319,$$

и уравнение кривой тепла для рабочего топлива примет вид:

$$Q = 2094 \cdot T + 0,2319 \cdot T^2. \quad (52)$$

Что касается располагаемого тепла, то, очевидно, та часть его, которая выражает тепло сгорания, сохранит прежнюю величину

$$Q = 4\,983\,200 \text{ кал},$$

так как pulverизационный пар никакого добавочного тепла в топке выделить не может. Величина же Q' несколько изменится в связи с изменившимися величинами коэффициентов уравнения кривой тепла:

$$Q' = 2094 \cdot 23 + 0,2319 \cdot 23^2 = 45\,000 \text{ кал},$$

откуда

$$Q_0 = 4\,983\,200 + 45\,000 = 5\,028\,200 \text{ кал}.$$

Если бы в топке не было никаких тепловых потерь и все располагаемое тепло утилизировалось на повышение температуры газов, то та наибольшая температура, которая в этих идеальных условиях установилась бы в топочной камере, могла бы быть определена из основного уравнения кривой тепла:

$$Q_0 = K \cdot B_h = M \cdot T_0 + N \cdot T_0^2, \quad (53)$$

откуда

$$T_0 = \frac{\sqrt{M^2 + 4 \cdot N \cdot Q_0} - M}{2N},$$

что для условий нашей опытной поездки дает:

$$T_0 = \frac{\sqrt{2094^2 + 4 \cdot 0,2319 \cdot 5028200} - 2094}{2 \cdot 0,2319} = 1971^\circ.$$

Эту температуру мы будем называть теоретической температурой горения; иногда называют ее пирометрической способностью топлива или его жаропроизводительностью.

Из уравнения (53), служащего для определения T_0 , мы прежде всего видим, что теоретическая температура горения не зависит от расхода топлива, так как величина этого расхода входит множителем в обе части уравнения ($M = V_h G_b c$ и $N = V_h G_b \delta$); на этот множитель уравнение и может быть сокращено.

Коэффициенты M и N могут быть представлены, как было установлено выше, выражениями вида

$$\frac{a}{CO_2} + b, \quad 1$$

откуда видно, что теоретическая температура горения зависит от содержания углекислоты в продуктах сгорания, т. е. от коэффициента избытка воздуха α : чем больше α , т. е. чем меньше CO_2 (см. черт. 2, 3 и 4), тем большую величину (при том же расходе топлива) будут иметь коэффициенты M и N и тем, следовательно, ниже будет T_0 . Таким образом, теоретическая температура горения есть убывающая функция коэффициента избытка воздуха.

Физическое объяснение этого закона может быть сформулировано так: если мы, не меняя количества сжигаемого топлива, увеличим приток воздуха, то тем самым мы создаем в топке больший вес газов; а так как количество выделяемого при сгорании тепла осталось прежним, то ясно, что на долю каждой весовой единицы газового потока придется меньшее количество тепла и температура газов понизится.

На черт. 6 представлено изменение T_0 в зависимости от α для различных сортов горючего; формулы для определения коэффициента избытка воздуха и содержания окиси углерода в газах имеют, как мы видели выше, вид:

$$\alpha = \frac{1}{O_2 - \frac{CO}{2} - 3,76 \cdot \frac{N_2}{N_2}}$$

и

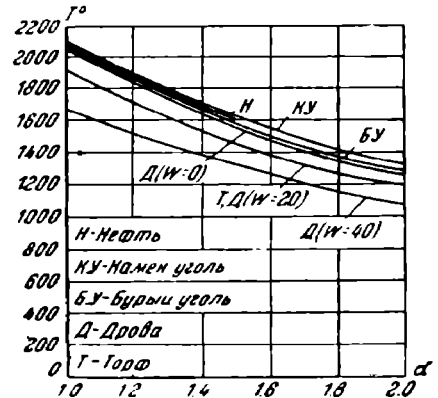
$$CO = \frac{21 - \beta_0 \cdot CO_2 - (CO_2 + O_2)}{0,605 + \beta_0},$$

или при полном сгорании:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \cdot \frac{O_2}{N_2}} = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2}{100 - (CO_2 + O_2)}} \quad (54)$$

и

$$21 - \beta_0 \cdot CO_2 - (CO_2 + O_2) = 0,$$



Черт. 6.

¹ См. формулы (27) и (28).

откуда

$$\text{CO}_2 = \frac{21 - \text{O}_2}{1 + \beta_0} \quad (55)$$

Зная химический состав топлива и его теплопроизводительность, мы, задаваясь различными значениями α , определяем помощью уравнений (54) и (55) соответствующие CO_2 , а затем подсчитываем и числовые значения коэффициентов $G_{\beta,c}$ и $G_{\beta,\delta}$, после чего из уравнения (53), относя его к 1 кг топлива, находим и T_0 . Результаты подобных подсчетов приведены в табл 4.

Таблица 4

Нефть 86,4 · C + 12,4 · H + + 1,2 · O K = 9900 кал/кг			Каменный уголь 83 · C + 4 · H + 4 · O + + S + 3 · W + 3A K = 7610 кал/кг			Бурый уголь 56,3 · C + 4,2 · H + 22 · O + + 9,5 A + 8 · W K = 5010 кал/кг			Сухие дрова 40 · C + 4,8 · H + 34,5 · O + + 20 · W + 0,5A K = 3100 кал/кг			Сырые дрова 30 · C + 3,0 · H + 36 · O + + 40 · W + 0,4A K = 2400 кал/кг		
α	CO_2	T_0	α	CO_2	T_0		CO_2	T_0		CO_2	T_0		CO_2	T_0
1,0	15,28	2116	1,0	18,35	2148	1,0	19,80	2109	1,0	20,40	1917	1,0	20,40	1660
1,1	14,10	2009	1,2	15,10	1912	1,2	16,10	1871	1,2	16,70	1714	1,2	16,70	1520
1,2	12,95	1892	1,4	13,25	1697	1,4	13,96	1673	1,4	14,50	1538	1,4	14,50	1395
1,3	11,90	1784	1,6	11,62	1542	1,6	12,34	1508	1,6	13,20	1383	1,6	12,80	1270
1,4	11,00	1687	1,8	10,45	1412	1,8	10,94	1379	1,8	11,30	1272	1,8	11,30	1150
1,5	10,17	1591	2,0	9,48	1304	2,0	9,82	1200	2,0	10,14	1194	2,0	10,14	1070

Выделяя для нормальных рабочих условий паровозной топки на нефтяном отоплении пределы изменения α между 1,15 — 1,30, на угольном отоплении — 1,3 — 1,6 и на дровяном — 1,5 — 2,0, получаем пределы вероятных колебаний T_0 :

для нефти $T_0 = 1800 - 2000^\circ$
 угля $T_0 = 1450 - 1700^\circ$
 дров $T_0 = 1000 - 1400^\circ$

Что касается зависимости T_0 от сорта топлива, то для нефти и углей зависимость эта настолько незначительна, что практически ее можно игнорировать; для торфа и дров наблюдается уже значительное снижение величины T_0 параллельно с увеличением влажности W.

Глава VI

Потеря тепла от химической неполноты сгорания. Опытные данные. Установление зависимости избытка воздуха от интенсивности горения. Влияние площади сечения конуса на процесс горения. Расчет необходимого объема огневой коробки. Роль камер догорания. Сопоставление работы паровозной и водотрубной топки. Механические потери горения. Теория уноса. Меры к уменьшению механических потерь. Роль стокера и характеристика его работы

Ознакомившись с располагаемым теплом топочного процесса и установив методы его определения, перейдем к рассмотрению отдельных тепловых потерь, имеющих место в паровозной топке.

Химические потери возникают на почве неполного сгорания углерода и водорода топлива; потери механические обуславливаются провалом части топлива через прозоры колосниковой решетки и уносом несгоревших частиц топлива в дымовую трубу.

Продуктами неполного сгорания углерода являются, как мы уже знаем, окись углерода (CO) или сажа (C), причем избежать образования окиси при более или менее форсированной работе топки, как это имеет место в паровозном котле, почти невозможно.

Сажа, как было указано выше, редко образуется в больших количествах, и при нормальных условиях работы паровоза присутствие ее в продуктах сгорания в расчет не принимается.

В топливах, богатых водородом (нефть), иногда наблюдаются при недостатке воздуха или при чрезмерном понижении температуры топочного пространства образование углеводородистых соединений или выход чистого водорода (H_2). Принимая однако во внимание, что обычно содержание углеводородов в газах составляет ничтожный процент, и отмечая чрезвычайную практическую сложность производства анализа продуктов сгорания на содержание углеводородов, мы в дальнейшем всюду будем принимать полное сгорание водорода. Для определения тепловой потери вследствие образования окиси углерода, содержание которой в продуктах горения составляет CO объемных процентов, рассуждаем следующим образом.

Выше было установлено, что объем сухих газов, образующихся в топке при сжигании 1 кг горючего, равен

$$\frac{C}{0,54(CO_2 + CO)} M^3,$$

где 0,54 — вес углерода, содержащегося в 1 M^3 углекислоты или окиси углерода. Отсюда содержание окиси углерода в продуктах сгорания 1 кг топлива:

$$\frac{C}{0,54(CO_2 + CO)} \cdot \frac{CO}{100} M^3$$

или

$$\frac{1,251}{0,54} \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} \cdot \frac{CO}{100} = 2,34 \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} \cdot \frac{CO}{100} \text{ кг};$$

принимая во внимание, что теплотворная способность окиси углерода, т. е. количество тепла, которое может выделиться при сгорании 1 кг этого газа в углекислоту, составляет 2453 кал, получаем количество тепла, недовыделенного топливом вследствие неполного сгорания углерода, равным:

$$2,34 \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} \cdot \frac{CO}{100} \cdot 2453 = 56,9 \cdot C \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \quad (56)$$

в кал на 1 кг сожженного топлива. При часовом расходе последнего B_h кг получим полную потерю в кал в 1 час:

$$Q_2' = 56,9 \cdot C \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot B_h.$$

Для определения потери от недогорания в процентах от располагаемого тепла, или, относя ее к 1 кг топлива, — от его теплопроизводительности K имеем:

$$q_2' = 56,9 \cdot \frac{C}{K} \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot 100. \quad (57)$$

Проф. Ломшаков предлагает для удобства подсчетов по формуле (57) в тех случаях, когда величина K опытным путем не определялась, вводить коэффициент

$$\varphi = \frac{81 \cdot C}{K_0},$$

выражающий отношение теплоты сгорания углерода топлива к его теплопроизводительности. Вводя этот коэффициент в формулу (57), имеем:

$$q_2' = \frac{56,9}{81} \cdot \varphi \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot 100 = 0,7 \cdot \varphi \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot 100.$$

Значения φ для разных сортов горючего проф. Ломшаков рекомендует брать по табл. 5.

Таблица 5

Род горючего	Значения φ
Антрацит	0,93
Полужирные и антрацитовые угли	0,85
Жирные и пламенные угли	0,82
Торф и клетчатка	0,80
Нефть	0,66—0,70

Если в силу тех или иных особенностей топочного процесса приходится считаться с потерей вследствие образования метана (CH_4), то количество газов сгорания 1 кг топлива будет равно:

$$\frac{C}{0,54(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4)}$$

Действительно, 1 м³ метана весит 0,816 кг и содержит $\frac{12}{16} = \frac{3}{4}$ весовых частей углерода; следовательно, вес углерода в 1 м³ метана:

$$L_0^C = \frac{3}{4} \cdot 0,716 \approx 0,54 \text{ кг,}$$

т. е. вся схема дальнейшего вывода остается та же, что и для случая содержания в газах только CO_2 и CO , и потеря от образования окиси углерода будет:

$$q_2^{\text{CO}} = 56,9 \frac{C}{K} \cdot \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} \cdot 100. \quad (58)$$

Весовое содержание CH_4 в продуктах сгорания 1 кг топлива:

$$\frac{0,716}{0,54} \cdot \frac{C}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} \cdot \frac{\text{CH}_4}{100} = 1,33 \frac{C}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} \cdot \frac{\text{CH}_4}{100} \text{ кг,}$$

и соответствующая потеря тепла в кал:

$$1,33 \cdot \frac{C}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} \cdot \frac{\text{CH}_4}{100} \cdot 11710 = 155,7 \frac{C}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} \cdot \frac{\text{CH}_4}{100},$$

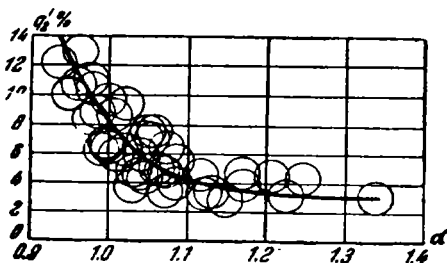
где 11710 кал — теплопроизводительность метана при полном охлаждении. Наконец

$$q_1^{\text{CH}_4} = 155,7 \frac{C}{K} \cdot \frac{\text{CH}_4}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} \cdot 100. \quad (59)$$

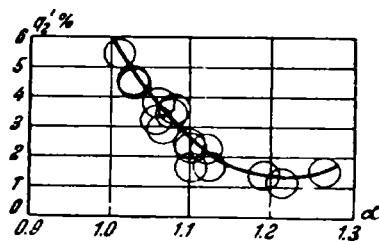
Для условий принятой нами в качестве конкретного примера исследования тепловой работы котла опытной поездки с паровозом серии Н^В величина потери от недогорания получается равной:

$$q_2' = 56,9 \cdot \frac{86,4}{9900} \cdot \frac{1,26}{12,56 + 1,26} \cdot 100 = 4,53\%.$$

На черт. 7 нанесены в функции избытка воздуха значения потерь q_2' для целого ряда опытных поездок, произведенных с паровозом серии Н^В в целях наиболее подробного и всестороннего обследования топочного процесса.



Черт. 7.



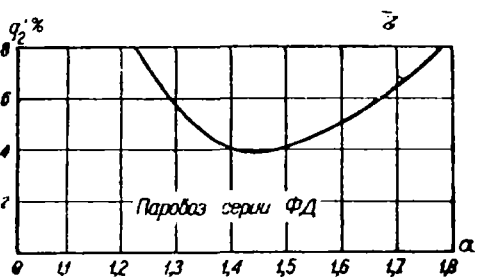
Черт. 8.

На черт. 8—11 — подобные же данные для других паровозов. Как видим, на всех чертежах выявляется вполне определенная закономерность расположения значений q_2' , полученных подсчетом по непосредственным данным наблюдений: потеря от неполноты сгорания сначала резко убывает с увеличением α до некоторого его значения; затем, достигнув своего минимума, потеря q_2' при дальнейшем увеличении избытка воздуха возрастает.

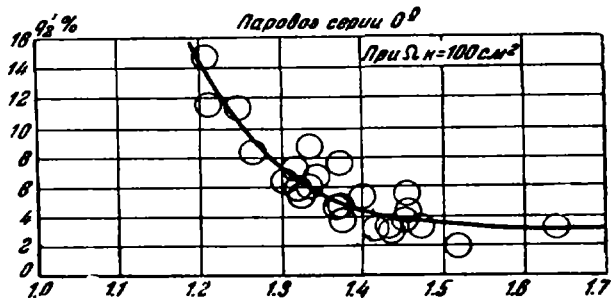
Такая схема явления вполне понятна после тех общих соображений о причинах неполного сгорания, которые были нами высказаны выше. Что же касается возрастания q_2' при увеличении α , то явление это наблюдается лишь

при значении $\alpha > 1,6$ и объясняется чрезмерным понижением топочной температуры.

На черт. 12 — 16 нанесены значения тех же потерь и для тех же паровозов, но в функции от другого независимого переменного—количества топлива, сжигаемого в 1 час на 1 м² площади колосниковой решетки; величина эта,

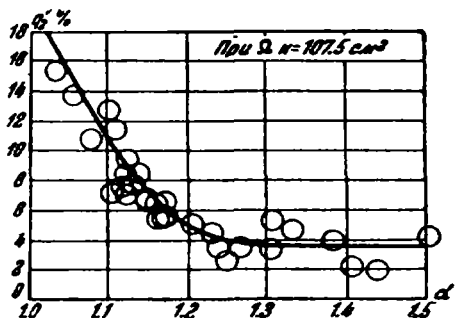


Черт. 9.

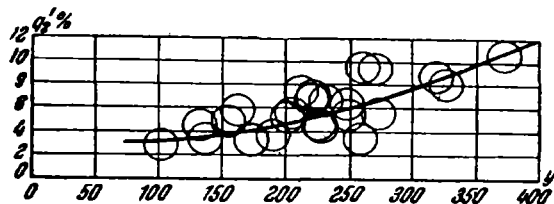


Черт. 10.

обозначаемая через Y , называется в паровозной теплотехнике „интенсивностью горения“ или „напряжением колосниковой решетки“. На черт. 12 — 16 мы опять-таки улавливаем общую для всех испытуемых паровозов зависимость $q_2' = \psi(Y)$ в виде непрерывно возрастающей функции интенсивности горения.



Черт. 11.

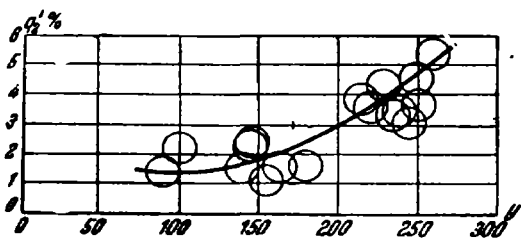


Черт. 12.

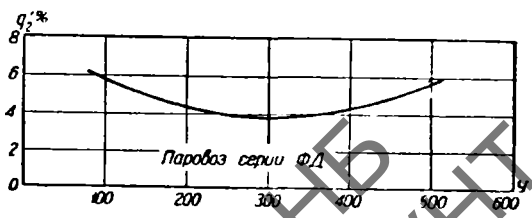
Отметим теперь весьма ценное значение наших диаграмм.

Если бы мы выразили эти зависимости аналитическими уравнениями в явном виде, то, исключая из этих уравнений переменное q_2' , мы получили бы уравнение, связывающее переменные Y и α :

$$Y = \Phi(\alpha);$$



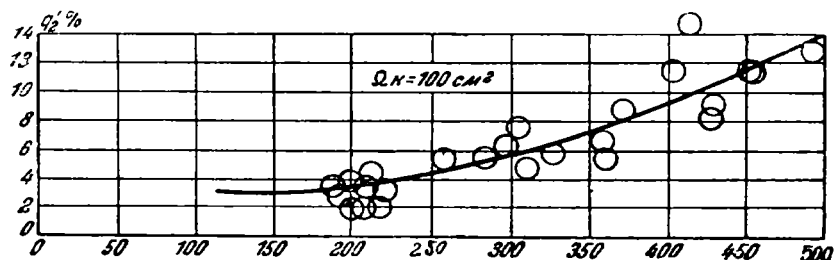
Черт. 13.



Черт. 14.

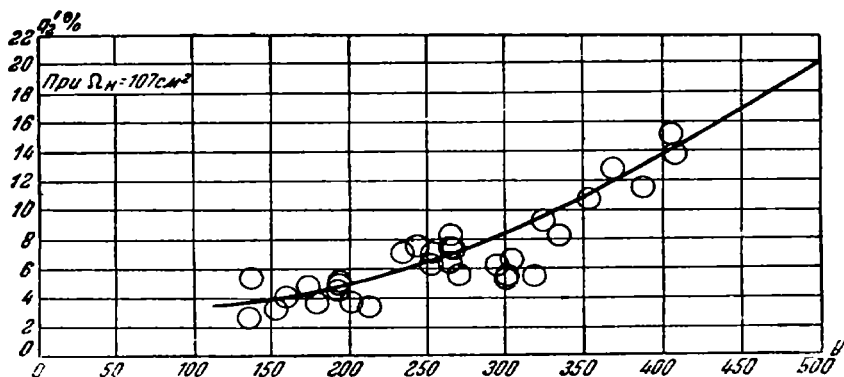
такое исключение удобнее выполнить графически, фиксируя для того или иного паровоза значения Y и α , соответствующие различным q_2' , и строя производную кривую зависимости избытка воздуха от интенсивности горения.

Подобная диаграмма построена на черт. 17 для паровоза серии С; здесь же нанесены для отдельных опытных поездок данные, полученные из непосредственного опыта: величина Y — путем измерения расхода топлива, а α — по данным объемного анализа газов.



Черт. 15.

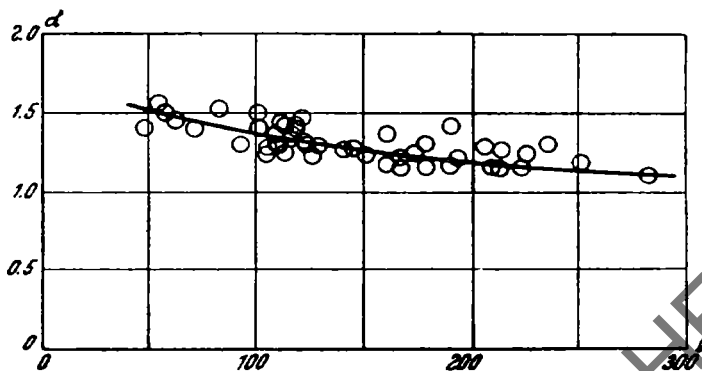
Подобные же диаграммы могут быть получены и для других паровозов. Диаграмма на черт. 17 показывает, что по мере увеличения форсировки огня Y рабочий избыток воздуха автоматически умень-



Черт. 16.

шается, если конечно при этом не прибегают к искусственному регулированию тяги путем изменения площади выхлопного отверстия конуса.

Физическое объяснение этого явления заключается в следующем: если бы котельная установка работала без потерь, т. е. если бы все располагаемое тепло расходовалось на приготовление пара, то количество пара, выбрасыва-



Черт. 17

емое через отверстие конуса в дымовую коробку, было бы пропорционально количеству сожженного топлива, т. е. величине Y ; степень разрежения, образуемого струей пара в дымовой коробке и создающего ту разность давле-

ний, тот напор, под влиянием которого происходит приток воздуха в топку, выражается формулой вида

$$\Delta = a w^2,$$

где: Δ — разность давлений в дымовой коробке и в окружающей атмосфере,
 w — скорость пара при выходе из конуса,
 a — постоянный коэффициент;

принимая приближенно, что удельный объем пара в этом месте есть величина, не зависящая от форсировки, можно написать вместо предыдущей зависимости:

$$\Delta = a' \cdot B_m^2,$$

где B_m — часовой расход пара; если же наконец B_m принять пропорциональной величине Y (в идеальном случае), то

$$\Delta = a'' Y^2.$$

Скорость газов, протекающих по трубам, а следовательно и скорость протекающего в топку воздуха, должна быть, как мы знаем из гидродинамики, пропорциональна корню квадратному из напора, т. е.

$$w = b\sqrt{\Delta} = b'\sqrt{\Delta^2} = b' \cdot Y.$$

Наконец при постоянстве площади отверстий для притока воздуха часовое количество его, пропорциональное скорости w , равно:

$$c \cdot w = c' Y,$$

т. е. на каждый кг сожженного топлива будет в этом случае приходится независимо от форсировки одно и то же количество воздуха

$$L = \frac{c \cdot w}{Y} = c' \text{ кг} = \text{const.}$$

Переходя теперь к обсуждению действительных условий работы парового котла, мы видим, что степень использования топлива, или коэффициент полезного действия котла, никогда не бывает равным единице, т. е. всегда имеются неизбежные тепловые потери, причем с увеличением форсировки убывает величина коэффициента полезного действия котла. Таким образом, пропорциональность между расходом топлива и количеством приготовленного пара, принятая нами в идеальном случае, оказывается в действительности нарушенной: количество пара, получаемое за счет сжигания каждого кг топлива, убывая с увеличением Y , способно реализовать все меньшую и меньшую величину L .

Теперь становится понятным и факт существования для всех паровозов зависимости

$$q'_2 = f(Y),$$

обусловливаемой, как видим, автоматическим убыванием коэффициента α с возрастанием интенсивности горения и обратно.

Пусть например для паровоза серии О:

$$Y = 200 \text{ и } B_h = Y \cdot R = 200 \cdot 1,85 = 370 \text{ кг/час};$$

коэффициент полезного действия котла (черт. 89) при $Y = 200$ равен $\eta_k = 0,72$, полезное тепло $Q = 370 \cdot K \cdot 0,72$, где $K = 9900$ — полезная теплопроизводительность нефтяных остатков. Следовательно $Q = 2\,604\,000$. Если на приготовление 1 кг пара затрачивается 636 кал, то количество полезного пара составляет:

$$B_m = \frac{2604000}{636} = 4147 \text{ кг.}$$

Величина L_0 (теоретический расход воздуха):

$$L_0 = 13,9 \text{ кг.}$$

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,3$; следовательно действительный расход воздуха

$$L_0 = 13,9 \cdot 1,3 = 18,07 \text{ кг,}$$

а всего на 370 кг сожженного топлива:

$$L_0 B_h = 18,07 \cdot 370 = 6695 \text{ кг.}$$

Допустим теперь, что $Y = 400$, т. е. мы сжигаем вдвое больше топлива:

$$B_h = 400 \cdot 1,85 = 740 \text{ кг/час.}$$

По черт. 89 имеем $\eta_k = 0,58$. Тогда

$$B_m = \frac{740 \cdot 9900 \cdot 0,58}{636} = 6682 \text{ кг.}$$

Этот вес пара, отработав в паровых цилиндрах, вылетает из отверстия конуса, возбуждая тягу в дымоходах котла. Следовательно тяга и количество засосанного в топку воздуха будут во втором случае больше в отношении

$$\frac{6682}{4147} = 1,61,$$

т. е. общее количество поступившего в топку воздуха составит

$$6695 \cdot 1,61 = 10770 \text{ кг,}$$

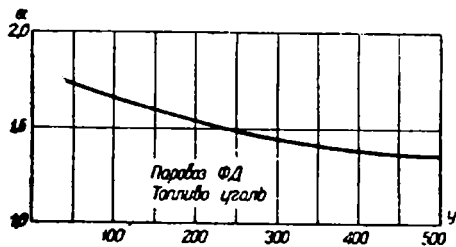
или на каждый кг сожженного топлива

$$L_0 = \frac{10770}{740} = 14,55 \text{ кг.}$$

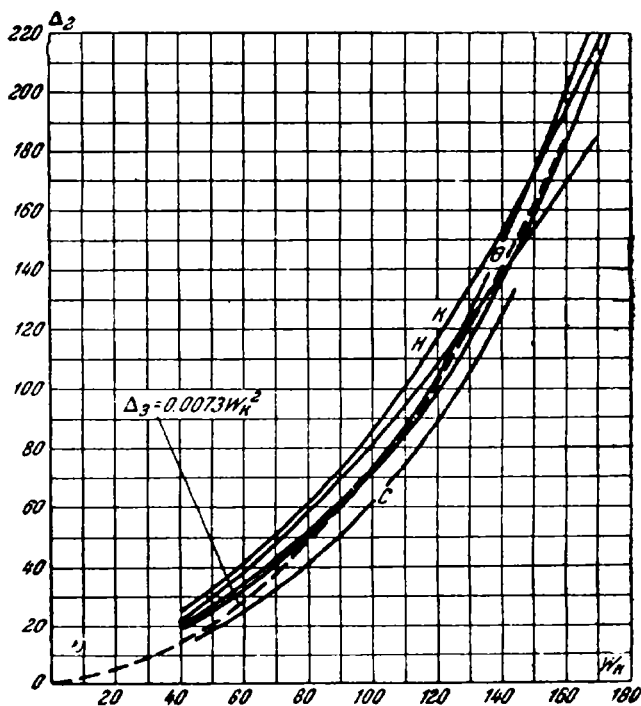
Так как величина L_0 остается прежней, то

$$\alpha = \frac{L_0}{L_0} = \frac{14,55}{13,9} = 1,05$$

вместо прежней цифры 1,30.



Черт. 17а.



Черт. 18.

Итак, с увеличением количества сжигаемого в единицу времени топлива наблюдается автоматическое уменьшение коэффициента избытка воздуха α , что и является в свою очередь причиной увеличения потери q_2 с увеличением Y .

На черт. 17а приведены опытные данные, полученные для паровоза серии ФД и вполне подтверждающие наш вывод.

Установление вида зависимости $Y = \Phi(\alpha)$ представляет и большой самостоятельный интерес, так как интенсивность горения и избыток воздуха суть основные факторы рабочего процесса котла, от комбинации которых зависит та или иная степень использования топлива при данном сорте горючего и конструкции топки.

Уравнение $Y = \Phi(\alpha)$ может быть выведено аналитически из основных положений гидродинамической теории.

На черт. 18 приведены полученные опытным путем для различных паровозов кривые изменения разрежения в дымовой коробке Δ_3 (в мм вод. столба)

в функции от скорости пара при выходе из конуса (в *м/сек*). Все кривые предполагаются, как видим, в довольно тесных границах и в пределах точности наблюдений могут быть приближенно заменены одной (пунктирной) кривой, имеющей уравнение

$$\Delta_3 = m \cdot \omega_k^2, \quad (60)$$

или конкретно

$$\Delta_3 = 0,0073 \cdot \omega_k^2.$$

Если назовем: B_m — часовой расход пара через конус в *кг*, v_e — удельный объем пара в конусе и Ω_k — площадь выхлопного сечения конуса в *см²*, то

$$\omega_k = \frac{B_m \cdot v_e}{3600 \cdot \Omega_k};$$

принимая же v_e постоянным и более или менее одинаковым для всех паровозов, что повидимому недалеко от истины, получаем:

$$\omega_k = b \frac{B_m}{\Omega_k};$$

$$\Delta_3 = m' \left(\frac{B_m}{\Omega_k} \right)^2 \quad [(61)]$$

Применяя теперь уравнение Д. Бернулли к движению смеси газов и воздуха от входа в поддувало до выхода из дымогарных труб в дымовую коробку, имеем:

$$\frac{\Delta_3}{\gamma_s} = (1 + \xi) \frac{\omega_3^2}{2g} - \frac{\omega_0^2}{2g}, \quad (62)$$

где: ξ — коэффициент, характеризующий величину сопротивлений протеканию газового потока;

ω_3 и ω_0 — скорости газов при выходе из дымогарных труб и при входе в поддувало;

γ_s — удельный вес атмосферного воздуха.

Влиянием члена $\frac{\omega_0^2}{2g}$ можно пренебречь ввиду относительно незначительной его величины; скорость же ω_3 можно заменить выражением

$$\omega_3 = \frac{L_s \cdot B_h}{\gamma_s \cdot \Omega_s},$$

если γ_s обозначает удельный вес газов сгорания в дымовой коробке, а Ω_s — площадь живого сечения всех дымогарных труб.

После этих замечаний уравнение (62) переписывается так:

$$\frac{\Delta_3}{\gamma_s} = \frac{1 + \xi}{2g} \left(\frac{L_s \cdot B_h}{\gamma_s \cdot \Omega_s} \right)^2; \quad (63)$$

из характеристического уравнения газов сгорания

$$p_3 \cdot v_3 = 29,27 \cdot (T_3)_{abs}$$

имеем:

$$v_3 = \frac{1}{\gamma_s} = \frac{29,27 (T_3)_{abs}}{p_3},$$

или, считая p_3 равным атмосферному и выражая его в *мм вод. столба*,

$$\gamma_s = \frac{10330}{29,27 (T_3)_{abs}};$$

здесь: 29,27 — характеристическая постоянная газов,

$(T_3)_{abs}$ — абсолютная температура газов при выходе из отверстий передней трубчатой решетки в дымовую коробку.

Полагая приближенно $\gamma_e = \gamma_3$ и заменяя $L_e = L_0 \cdot \alpha$ и $B_h = Y \cdot R$, перепишем уравнение (63):

$$\Delta_3 = \frac{1 + \xi}{2g} \cdot \frac{L_0^2 \cdot \alpha^2 \cdot Y^2 \cdot R^2 \cdot 29,27 \cdot (T)_{abs}}{10330 \cdot \Omega^2_3},$$

откуда

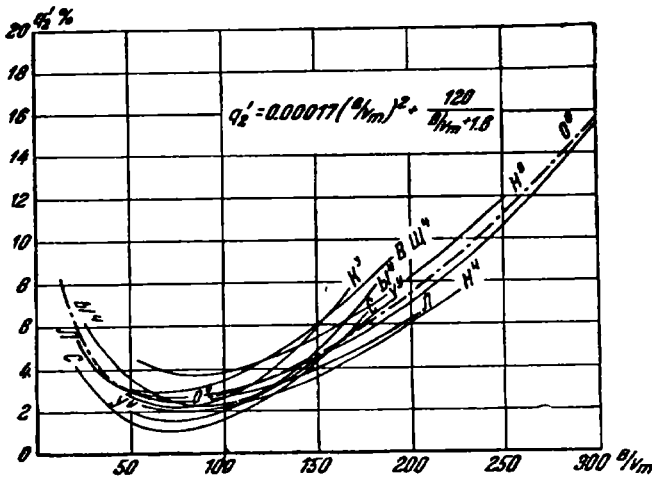
$$\alpha = \frac{\Omega_3}{L_0 \cdot Y \cdot R} \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot 10330 \cdot \Delta_3}{29,27 \cdot (1 + \xi) \cdot (T_3)_{abs}}},$$

или, подставляя значение Δ_3 из уравнения (61),

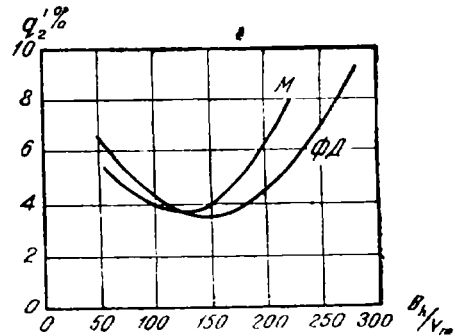
$$\alpha = \frac{\Omega_3}{\Omega_k} \cdot \frac{B_m}{L_0 \cdot Y \cdot R} \cdot \sqrt{\frac{2gm' \cdot 10330}{29,27 \cdot (1 + \xi) \cdot (T_3)_{abs}}}. \quad (64)$$

Для данного паровоза и топлива величины R , L_0 и m' постоянны; величины же B_m , а также T_3 , как увидим ниже, суть функции интенсивности горения; ввиду этого предыдущее уравнение может быть символически представлено следующим образом:

$$\alpha = a \cdot \frac{\Omega_3}{\Omega_k} \cdot \psi(Y).$$



Черт. 19.



Черт. 20.

Применяя уравнение (64) к конкретным условиям в целях выяснения вида зависимости α от Y и сравнивая результаты с опытными данными, подобно представленным на черт. 17, мы всегда констатируем некоторое расхождение теоретических и опытных величин, причем если при малых значениях Y наблюдается совпадение теории с опытом, то при больших Y теоретическая кривая (64) снижается быстрее действительной.

Обусловливается это, во-первых, влиянием скорости хода поезда на величину, $\frac{w^2}{2g}$, которая в предыдущем выводе не учитывалась. Во-вторых, и самое главное, с увеличением нагрузки котла, когда паровозу приходится работать в тяжелых условиях, приходится все чаще и чаще прибегать к помощи сифона, чем и вызывается добавочное увеличение степени избытка воздуха при возрастании Y .

Помимо теоретического выяснения зависимости степени избытка воздуха от интенсивности горения, уравнение (64) показывает, что для данного паровоза и сорта топлива величина α будет тем больше, чем меньше площадь выходного сечения конуса; этим указывается очень удобный путь к регулированию работы топки при помощи конуса с переменным сечением. Такими конусами снабжаются многие паровозы при угольном отоплении.

В современных мощных паровозах с большими топками величина b_2 редко превышает 3—5% от тепла сгорания топлива.

Для нефтяного отопления из опытов:

$$q'_2 = 0,00017 \left(\frac{Bh}{V_m} \right)^2 + \frac{120}{\frac{Bh}{V_m} + 1,6}. \quad (65)$$

На черт. 19 выражение (65) изображено в виде кривой; здесь же нанесены кривые

$$q'_2 = f \left(\frac{Bh}{V_m} \right),$$

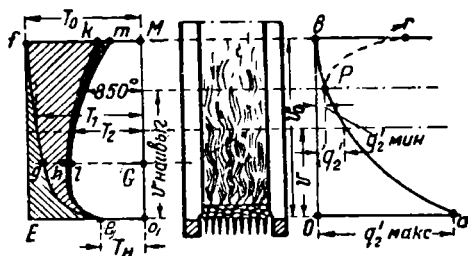
полученные из опытов с различными сериями паровозов.

График показывает, что минимум потерь q'_2 имеет место при сжигании в час около 70—80 кг мазута на каждый m^3 топочного объема. Отсюда следует, что объем топки должен быть рассчитан так, чтобы при средних эксплуатационных условиях работы сжигалось 75 $кг/m^3 \cdot час$ мазута, или при наиболее форсированной работе ($max Bh$) — около 150 $кг/m^3 \cdot час$.

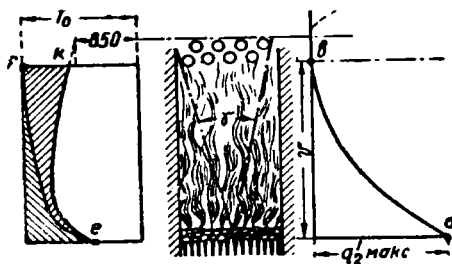
Для ориентировочного определения объема топочного пространства при угольном отоплении могут служить следующие нормы¹:

угли, богатые летучими (марки Г, Д)	$\frac{max Bh}{V_m} = 200 - 300 \text{ кг}/m^3 \cdot час$
угли ПЖ и ПС	300 — 400

Что касается „камер догорания“, часто встречающихся в современных мощных паровозах, особенно в США (у нас имеются на паровозах Т^А, Т^Б, ФД и ИС), то их влияние на химическую неполноту сгорания окончательно не выяснено, хотя имеются основания предполагать, что они не вносят суще-



Черт. 21.



Черт. 22.

ственных изменений в картину протекания топочного процесса с рассматриваемой точки зрения и следовательно не оправдывают своего названия. В подтверждение сказанного на черт. 20 приведены зависимости $q'_2 = f(Y)$ для паровоза ФД с камерой догорания и для паровоза серии М с простой топкой, причем надо отметить, что паровоз серии М обладает самой неудачной для угольного отопления огневой коробкой, недостаточной по объему и совершенно не обеспечивающей достаточного и равномерного подвода воздуха к решетке. Поэтому гораздо правильнее объяснить наличие камер догорания на многих мощных паровозах не стремлением улучшить процесс сгорания, а соображениями конструктивного (длина трубчатой части котла) и весового (смещение центра тяжести котла вперед) порядка.

В заключение суждения по вопросу о химической полноте сгорания и о качествах топок паровозного (камерного) и водотрубного типов считаем излишним дать их сравнительную качественную характеристику.

Схема процесса сгорания во внутренней (окруженной со всех сторон поверхностью нагрева) топке представлена на черт. 21.

Так как процесс горения протекает не мгновенно, а требует для полного своего завершения некоторого вполне определенного промежутка времени,

¹ В последнее время нормы эти повышены кривоносовскими бригадами почти в 2 раза.

то полное сгорание, т. е. нулевое значение q'_2 , будет достигнуто при вполне определенном объеме топочного пространства.

В начальный момент, соответствующий выделению летучих из загруженного на решетку свежего топлива, остается еще не выделенным в процессе горения количество тепла, соответствующее полному теплосодержанию летучих. Это максимальное содержание, показанное на черт. 21 справа, будет иметь различную величину для разных сортов горючего: так, для подмосковного угля оно будет равно около 30%, для нефти — 70—80% и т. д. По мере выгорания летучих потеря q'_2 будет постепенно уменьшаться по закону некоторой кривой ab и при объеме топки V_0 сделается равной нулю.

Чем меньше при данной форсировке будет объем топки, тем большей получится в ней потеря q'_2 , как это видно непосредственно из нашего чертежа; так, при объеме V потеря будет q'_2 .

Совершенно очевидно, что если мы при постоянном объеме V топочного пространства будем иметь переменную форсировку, т. е. количество топлива, сжигаемого в единице объема топки, то получим ту же картину: чем меньше будет объем, приходящийся на 1 кг сжигаемого топлива, тем больше потеря от недогорания, т. е. потеря q'_2 возрастает в топке данного объема с увеличением форсировки.

Теперь перейдем к вопросу о температурах в топке. Реакция горения протекает не мгновенно, и в топке объема V_0 наивысшая температура, соответствующая при данном избытке воздуха полному сгоранию, установилась бы лишь в конце факела (точка f на диаграмме слева). Эта наивысшая температура T_0 носит название „теоретической температуры горения“.

При меньшем объеме топки V , не гарантирующем полного сгорания, температура сгорания будет ниже и равна T_1 (черт. 21).

В начальный момент температура $O_1e = T_n$ определится из уравнения

$$M_n \cdot T_n + N_n \cdot T_n^2 = K \cdot B_n - \max Q_2,$$

причем коэффициенты M_n и N_n могут быть подсчитаны по данным, приведенным в моей специальной статье в сборнике „Труды МИИТ“, вып. 7, 1928 г., стр. 7—53. Благодаря наличию прямой отдачи температура топочного пространства будет значительно ниже температуры горения (кривая ehk). Кроме прямой отдачи в топке паровозного типа будет иметь место и непрерывная передача тепла соприкосновением через стенки топочной камеры окружающей котловой воде. Благодаря влиянию конвекции будем иметь окончательный закон измерения действительной температуры топочного пространства, изображаемый кривой elm . Это и будут величины тех реальных температур, которые можно в любой момент и в любом пункте замерить пирометром.

При очень большом объеме V_0 топочной камеры температура в конце топки, изображаемая отрезком O_1M , может оказаться очень низкой, — ниже той, которая необходима для правильного процесса догорания летучих: тогда углерод полностью сгорать, очевидно, не будет, и потеря q'_2 начнет увеличиваться. Этот рост потери от химического недогорания начнется при падении температуры ниже 850—900°; начиная с этого момента кривая изменения потерь горения пойдет не по ветви Pv , а по пунктирной кривой Pr (черт. 21).

В топке водотрубного котла (черт. 22), ограниченной в противоположность топке паровозно-локомобильного типа не поверхностями нагрева, а кирпичной обмуровкой, прямая отдача будет значительно менее интенсивна благодаря малому углу лучеиспускания γ^* (черт. 22), который для паровозной топки составляет 180°.

Поэтому здесь осуществление размеров топочного пространства, достаточных для полного сгорания, вполне достижимо и не встречает препятствий из-за чрезмерного снижения температуры.

* γ — есть угол, под которым лучи, исходящие от раскаленного слоя топлива, падают на водяную поверхность нагрева.

В паровозном же котле приходится поневоле осуществлять топку значительно меньшего объема $V_{нашвыг}$, который дает наименьшее для котлов данного типа значение q_2' .

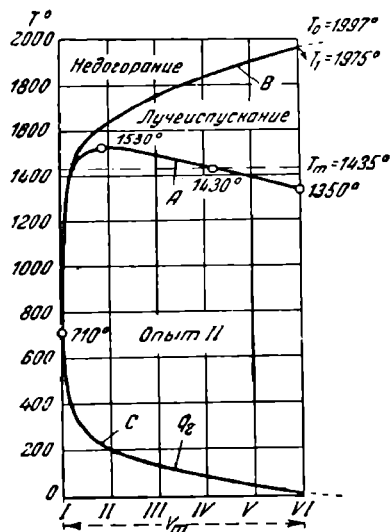
С точки зрения подтверждения изложенной теории большой интерес представляют опыты 1924 г., произведенные Теплотехническим институтом с котлами Бабкок и Вилькокс (МОГЭС). На черт. 23 представлены результаты детальной разработки одного из опытов с этим котлом. Кривая изменения температур топочного пространства построена по данным непосредственных измерений во время опыта, которые на чертеже показаны кружками. Температуры 1530° , 1430° и 1350° получены в топочном пространстве на уровне над подом топки в 1,0 м, 3,8 м и 6,0 м — под самыми трубами. Начальная температура горения $T_n = 710^\circ$ получена расчетом, принимая теплосодержание летучих для нефти в 75% от полной ее теплопроизводительности.

Исходя из этой кривой А (черт. 23) и учитывая прямую отдачу, которая для отдельных участков объема топки будет пропорциональна четвертой степени средней температуры топочного пространства (формула Стефан-Больцмана), получаем кривую В температур горения (черт. 23).

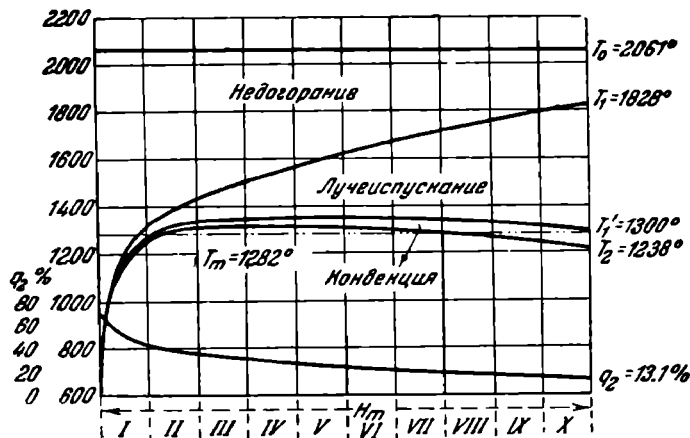
Имея эту кривую, уже не трудно определить для любого пункта топки суммарную потерю от недогорания. Кривая изменения этой потери дана на черт. 23 внизу (кривая С).

Таким образом, мы видим, что действительная картина топочного процесса, полученная по непосредственным опытным данным, вполне совпадает с той схемой явления, которая была нами изложена выше.

Подобные же опыты, правда с несколько меньшей полнотой измерений, но зато в гораздо большем количестве, производились и с паровозными котлами.



Черт. 23.



Черт. 24.

На черт. 24 и 25 приведены результаты двух опытов с паровозным котлом на нефтяном отоплении (паровоз серии О⁰).

Сравнивая работу паровозной топки и топки стационарного водотрубного котла, мы видим, что температура топочного пространства в первом из них даже при очень форсированной работе едва достигает 1300 — 1350° , тогда как в водотрубном котле при средней форсировке имеем 1500° , а при перегрузке — до 1700° .

Далее в связи с малым объемом топки недогорание в паровозном котле достигает несколько больших величин, чем в водотрубном, где оно практически почти равно нулю.

Возвращаясь к учету тепловых потерь в паровозной топке, из которых мы рассмотрели лишь химические потери, обусловливаемые неполным или несовершенным (сажа) сгоранием топлива, скажем несколько слов и о так называемых механических потерях, которые можно разделить на:

1) потери в несгоревшем топливе, уносимом в виде угольков в дымовую коробку;

2) потери от провала несгоревшего топлива, шлаков и золы через прозоры между колосниками в поддувало;

3) потери в шлаках и коксе, остающихся на колосниковой решетке.

Если обозначить веса уноса, провала и остатка на решетке, отнесенные к 1 часу работы котла, через B_v , B_n и B_k , теплотворную способность шлаков



Черт. 25.

в поддувале через K_n и кокса через K_k , то сумма механических потерь горения выразится в процентах от располагаемого тепла, полученного при сгорании, следующим образом:

$$q_2'' = \frac{B_v \cdot K_v + B_n \cdot K_n + B_k \cdot K_k}{B_n \cdot K} \cdot 100.$$

Первая потеря (унос) несколько возрастает, как показывают опыты, с увеличением форсировки, что вполне понятно, так как, очевидно, количество уноса должно находиться в прямой зависимости от скорости протекания газов по дымоходам, т. е. от степени интенсивности тяги. Однако абсолютная величина уноса при форсированной работе паровоза значительно понижается с применением соответствующих мер борьбы против уноса, как-то: смачивание угля, наличие исправного свода в топке, применение вентиляторной тяги в дымовой коробке вместо конусной, правильный режим отопления, что доказано практикой работы наших лучших машинистов-кривоносовцев. Механические же потери в самой топке (провал в поддувало и остаток на решетке) являются величиной почти постоянной для данного топлива.

Необходимо заметить, что точный метод учета и взвешивания несгоревших остатков обычно не достигает цели в паровозах, так как значительное количество более мелких частиц уносится, несмотря на предохранительные сетки, вместе с дымом в трубу, не поддаваясь никакому учету.

Этим и объясняется, что даже при самых точных испытаниях работы котельных установок на угольном отоплении при составлении теплового баланса иногда получается невязка, доходящая до 15%.

Предполагая, что кусочки угля на решетке имеют шаровидную форму, имеем вес кусочка угля равным

$$G = \frac{\pi d^3}{6} \delta,$$

где d — диаметр куска, δ — удельный вес угля.

Динамическое давление воздушных струй, притекающих к топливу со скоростью w и стремящихся вынести кусочек из слоя:

$$P = K \frac{\gamma \cdot w^2}{g} \cdot \frac{\pi d^3}{4},$$

где γ — плотность воздуха, g — ускорение силы тяжести, K — коэффициент лобового сопротивления.

Максимальный диаметр выносимых из слоя кусков угля определяется из равенства:

$$K \frac{\gamma w^2}{g} \frac{\pi d^3}{4} \leq \frac{\pi d^3}{6} \delta,$$

откуда

$$\max d = 1,5 \frac{K \gamma}{g \delta} \cdot w^2.$$

Величина $\frac{K \gamma}{g \delta}$ колеблется на практике сравнительно в узких пределах и может быть принята около 0,07, т. е.

$$\max d = 0,1 \cdot w^2, \quad (66)$$

причем

$$w = \frac{Y R L_0 \alpha}{3600 \cdot \gamma \cdot \Omega_p}, \quad (67)$$

где Ω_p — суммарная площадь живого сечения колосниковой решетки.

Таким образом, относительная величина уноса возрастает вместе с увеличением форсировки Y и коэффициента избытка воздуха α . Самый же темп этого возрастания будет зависеть от крупности кусков топлива, его спекаемости и применяемых мероприятий против уноса.

Изложенная теория прекрасно иллюстрируется графиком (черт. 26). Кривая OA дает процент зерен различной крупности в угольном слое; OB — кривая скоростей подводящего воздуха. Имея эту кривую, по уравнению (66) находим d , которые и откладываем в функции от w (кривая OC); наконец по кривой OA находим процент содержания соответствующей крупности зерен, а следовательно и процент уноса. Порядок нахождения точки N , принадлежащей искомой кривой OD , имеющей уравнение

$$q_s'' = f(Y),$$

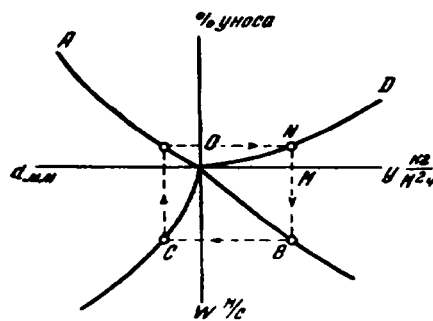
указан на чертеже стрелками. Исходной точкой построения является точка M .

Таким образом, можно установить следующие основные зависимости потери от уноса, а именно q_s'' растет: 1) с увеличением Y ; 2) с увеличением α ; 3) с уменьшением содержания влаги в топливе; 4) с уменьшением содержания летучих в топливе; 5) с увеличением мелочи в топливе; 6) с уменьшением скорости горения.

Зависимости 3 и 4 вытекают из того соображения, что так как вес горящего на решетке слоя будет, очевидно, тем меньше по отношению к весу топлива, загруженного в топку, чем больше топливо содержит летучих и влаги, то и унос, пересчитанный в процентах от веса загруженного топлива, будет тем меньше, чем богаче топливо летучими и чем оно влажнее.

Все указанные зависимости подвергались проверке на стационарных котлах и в общем получили полное подтверждение.

На черт. 27 и 28 представлены диаграммы тепловых потерь q_2' для паровоза типа 0—4—0 серии О; первая диаграмма относится к случаю отопления хорошо спекающимся донецким углем, вторая — для угля худшего каче-

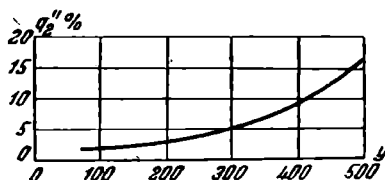


Черт. 26.

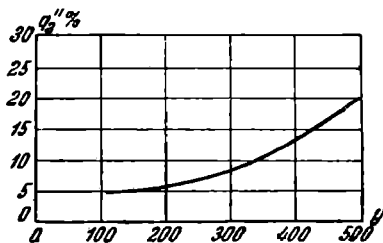
ства и слабо спекающегося. При этом надо заметить, что невязка теплового баланса в первом случае колебалась для различных форсировок в пределах 5—15%, во втором — 10—20%.

На основании этих опытов, а также целого ряда других с различными сортами углей, можно сказать, что, в зависимости от форсировки и качества угля, механические потери в топке колеблются в паровозах от 5 до 30% и более.

При очень мелких слабо спекающихся или совсем не спекающихся углях потери от уноса и провала достигают наибольшей величины, почему для сжи-



Черт. 27.



Черт. 28.

гания угольной мелочи прибегают даже в стационарных котельных установках, работающих при весьма незначительной тяге, к устройству специальных топков с сильно увеличенной площадью колосниковой решетки, дающей возможность работать с меньшим разрежением в борове (дымовой коробке). Рациональное же сжигание угольной мелочи в паровозах, работающих с громадным разрежением в дымовой коробке, еще труднее.

Практика работы некоторых наших железных дорог на угольной мелочи Донецкого бассейна показала, что смачивание угля рационально иногда доводить до 30% при тщательном перемешивании угля с водой в особых лотках или ящиках.

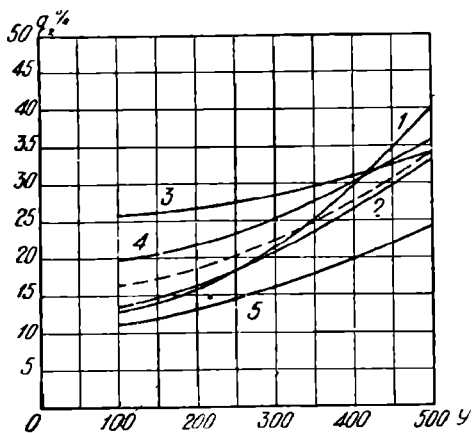
При этом конечно надо заметить, что уменьшение уноса за счет смачивания угля покупается ценой некоторого понижения топочной температуры, особенно нежелательного для углей, содержащих значительный процент водорода.

Из других мероприятий для борьбы с чрезмерным уносом следует указать на топочные своды, которые, помимо прямого своего назначения — аккумулялирования тепла и поддержания в топке более ровной температуры, удлиняют путь газов в пределах топочной камеры и способствуют отсеиванию увлеченных с зеркала горения частиц топлива при огибании свода.

Однако все указанные мероприятия (смачивание, своды) оказываются иногда недостаточными. Так например, при некоторых специальных конструкциях паровозных паровых машин (система Штумпфа), дающих особенно резкий, отчетливый выхлоп пара, отопление угольной мелочью становится совершенно невозможным, и в этом случае приходится

прибегать к постановке особых резервуаров-расширителей по пути пара из цилиндров в конус, что дает более равномерный выхлоп.

Применение к паровозам механических топков (стокеров), широко практикуемых на мощных паровозах США и поставленных на ряде наших паровозов (Т^А, Т^Б, ФД, ИС), сильно увеличивает механические потери горения вследствие примененного в этих устройствах принципа разбрасывания угля по колосниковой решетке струей пара. На черт. 29 приведены кривые зависимости потерь q_2'' от Y для паровозов серий ФД и ИС, полученные из опы-



Черт. 29.

тов: кривая 1 — для паровоза ФД при отоплении смесью: 50% угля ПЖ и 50% — АРШ; кривая 2 — для паровоза ИС на той же смеси; кривая 3 — для паровоза ФД при отоплении угольной смесью из 30% ПС, 30% Г и 40% АК; кривая 4 — для паровоза ИС на той же смеси; кривая 5 — для паровоза ФД на смеси: 25% ПЖ + 35% АРШ + 40% подмосковного угля.

Пунктиром показана средняя кривая $q_2'' = f(Y)$ для паровозов со стокером на смесях донецких углей.

Что касается механических потерь на дровяном отоплении, то там они даже при форсированной работе не превышают 10—12%.

При нефтяном отоплении потери этого рода совсем отсутствуют, если не считаться с имеющей иногда место утечкой несгоревшей нефти в поддувало, ощутимой лишь при очень слабой интенсивности горения.

Потери топлива, связанные с форсированной работой паровоза, никоим образом не должны рассматриваться как препятствие к дальнейшему развитию форсировки. Лишь предельщики, разоблаченные Л. М. Кагановичем и лучшими машинистами-кривоносовцами, утверждали о нерациональности повышения форсировок, так как в связи с этим понижается к. п. д. котла. Такие рассуждения — неверны и вредны. Нельзя оценивать использование паровоза только по его тепловой работе. Экономичность работы паровоза должна рассматриваться с точки зрения его конечного эффекта. Повышая форсировки паровоза, мы увеличиваем его мощность, скорости движения поездов, а следовательно ускоряем оборот паровозов и вагонов, что при заданном грузообороте требует меньшего количества единиц подвижного состава.

Меньшее количество паровозов, обслуживающих данный грузо- и пассажирооборот, требует и меньшего количества топлива, что в конечном итоге ведет не к увеличению, а к уменьшению общего количества топлива, сжигаемого в паровозах.

Глава VII

Действительная температура горения и ее зависимость от Y и α .

Коэффициент, учитывающий потери от уноса и провала

В предыдущей главе мы закончили общий обзор первой группы тепловых потерь, имеющих место в топочной камере паровозного котла, и указали как причины, обуславливающие ту или иную величину этих потерь, так равно и методы количественного их подсчета.

Называя через Q_0 располагаемое тепло в топке, через Q_2' и Q_2'' — химические и механические потери при сгорании, получим действительно реализуемое в топке тепло:

$$Q = Q_0 - (Q_2' + Q_2''). \quad (68)$$

Подставляя эту величину в наше основное уравнение кривой тепла, мы можем определить из него ту температуру, которая этому теплу соответствует. Эту температуру T_1 мы назовем действительной температурой горения; термин „действительная“ принципиально не вполне правилен так как некоторая часть тепла сгорания передается, как мы уже говорили, непосредственно стенкам топочной коробки (прямая отдача, теплопередача лучеиспусканием) и не участвует в повышении температуры газового потока. Прекрасным примером прямой отдачи в чистом ее виде является наше солнце, отделенное от земного шара необозримым безвоздушным пространством и тем не менее вполне обслуживающее нас необходимым для жизни теплом.

Но, принимая во внимание, что в дальнейшем изложении мы будем исследовать теплопередачу в пределах топки, не разграничивая ее на теплопередачу лучеиспусканием и соприкосновением, указанная температура приобретает для наших исследований вполне реальное значение.

В случае угольного, дровяного и торфяного отопления, т. е. в тех случаях, где появляются потери от уноса и провала, мы должны написать уравнение тепла следующим образом:

$$Q_0 - (Q_2' + Q_2'') = \mu(M \cdot T_1 + N \cdot T_1'), \quad (69)$$

так как в состав коэффициентов M и N должно, очевидно, входить множителем только фактически сгоревшее количество топлива $\mu \cdot B_h$, где μ — коэффициент, учитывающий потери от провала и уноса. Для предварительных расчетов значения μ можно брать следующие (для форсированной работы котла):

хорошие спекающиеся угли при отоплении вручную .	$\mu = 0,88 - 0,92$
угли среднего качества при отоплении вручную .	$\mu = 0,80 - 0,85$
тощие угли при отоплении вручную	$\mu = 0,60 - 0,70$
угольное отопление при помощи стокера	$\mu = 0,65 - 0,80$
дровяное отопление	$\mu = 0,90 - 0,92$
нефтяное »	$\mu = 1,00$

В качестве конкретного примера определения действительной температуры горения подсчитаем ее величину для условий выбранной нами выше опытной поездки.

Имея расход нефти за поездку $E = 450$ кг и расход пара на пульверизацию $b_{\phi} = 52$ кг и зная продолжительность поездки (время в ходу) $t_z = 0,894$ часа, получаем расход топлива-смеси, приведенный к 1 часу:

$$B'_h = \frac{450 + 52}{0,894} = 562 \text{ кг};$$

полная часовая потеря тепла вследствие химической неполноты сгорания углерода:

$$\begin{aligned} Q'_2 &= 56,9 \cdot C' \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot B'_h = \\ &= 56,9 \cdot 77,4 \cdot \frac{1,26}{12,56 + 1,26} \cdot 562 = 225\,500 \text{ кал}, \end{aligned}$$

или в процентах от располагаемого тепла:

$$q'_2 = \frac{Q'_2}{Q_0} \cdot 100 = 4,49\%;$$

механические потери принимаем равными нулю:

$$Q_2'' = 0;$$

после этого имеем:

$$2094 \cdot T_1 + 0,2319 \cdot T_1^2 = (503 \cdot 9900 + 45\,000) - 225\,500 = 4\,799\,200,$$

откуда

$$T_1 = \frac{-2094 + \sqrt{2094^2 + 4 \cdot 4\,799\,200 \cdot 0,2319}}{2 \cdot 0,2319} = 1894^\circ.$$

При графическом методе исследования, т. е. при построении кривой тепла, температура T_1 определится следующим образом: откладывая от начала координат вправо по оси абсцисс тепло Q в соответствующем масштабе, проводим в конечной точке ординату до пересечения с кривой тепла; отсчитанное в масштабе температур вертикальное расстояние по этой ординате от оси абсцисс до кривой тепла и даст искомую температуру.

Переходя теперь к вопросу об изучении характера зависимости величины T_1 от тех или иных факторов топочного процесса, мы а priori можем сказать, что эта температура зависит прежде всего от коэффициента избытка воздуха, так же, как и теоретическая температура T_0 . Кроме того величина T_1 зависит от вычитаемого в выражении (68), как это явствует из метода определения T_0 , а так как топочные потери находятся, как мы видели выше на ряде конкретных примеров, в функциональной зависимости от a и от интенсивности горения Y , то в конечном итоге имеем:

$$T_1 = f(Y, a).$$

Эти соображения вполне подтверждаются полученными опытным путем данными, представленными на черт. 30.

Здесь по оси абсцисс отложены величины коэффициента избытка воздуха, а по ординатам — соответствующие значения T_1 , полученные в результате раз-

работки данных опытных поездок с целым рядом как пассажирских, так и товарных паровозов (на нефтяном отоплении). Белые кружки относятся к опытам, при которых интенсивность горения была незначительна — от 60 до 130 кг с 1 м² в 1 час, в среднем же — 100 кг/м² · час, черные кружки — к опытам с интенсивностью горения в среднем около 400 кг/м² · час. Расположение опытных точек прежде всего показывает, что температура горения резко падает при увеличении избытка воздуха при одной и той же интенсивности горения.

Кроме того черные кружки расположились определенно ниже белых (в порядке зависимости тех и других от α), т. е. температура T_1 при одном и том же избытке воздуха понижается с увеличением форсировки топki.

Кривые, нанесенные на черт. 30 для выражения закона изменения температур от избытка воздуха, имеют среднюю точность относительно отдельных точек около 1%. При этом все семейство кривых может быть выражено аналитически уравнением:

$$T_1 = \frac{10000}{3,5 \cdot (\alpha + 0,0003 \cdot Y) + 1,2} \quad (70)^1$$

Высокая степень согласованности этого уравнения с данными непосредственного опыта позволяет нам смело рекомендовать его для всякого рода подсчетов, требующих знания величины действительной температуры горения.

Глава VIII

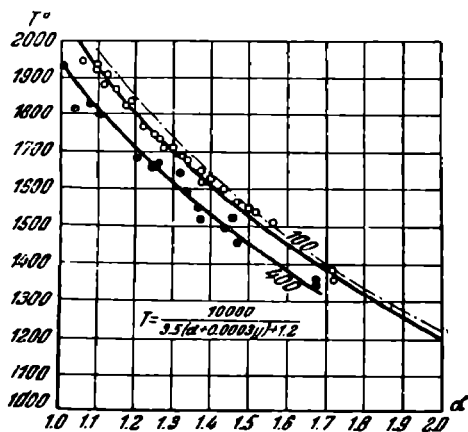
Теплопередача. Основные понятия. Гипотезы Редтенбахера и Ранкина. Теплопередачи для дымогарных труб. Графический способ расчета и его практическое применение

Рассмотрев в предыдущих главах все наиболее существенные вопросы, касающиеся процесса сгорания топлива, с возможной подробностью, переходим к изучению дальнейшей работы газового потока, заключающейся в передаче тепла через стенки топочной коробки и дымогарных труб котловой воде, омывающей наружные поверхности нагрева.

Так как непосредственная практическая цель устройства паровых котлов именно и заключается в осуществлении указанной теплопередачи от газов воде, то естественно, что явление теплопередачи в целом и все отдельные его факторы с давних пор служили предметом упорного исследования целой плеяды ученых теплотехников всех стран.

Несмотря на этот общий интерес, мы, к сожалению, должны сознаться, что до сих пор не имеем прочно установленной и проверенной научно обставленными опытами теории теплопередачи, которая дала бы возможность поставить на научную почву вопрос о проектировании паровых котлов: эта отрасль технического знания до сих пор еще находится в гипотетической стадии своего научного развития. Объясняется это главным образом чрезвычайной сложностью подлежащего изучению явления и массой самых разнообразных факторов, влияющих в той или иной степени на интенсивность теплопередачи, строгое разграничение сфер влияния которых представляется почти неразрешимой практически задачей.

В настоящее время можно считать твердо установленными всей совокупностью предыдущих исследований следующие основные принципы теплопередачи:



Черт. 30.

¹ Формула (70) применима в пределах изменения α от 1 до 2 и величины Y от 100 до 600.

1) количество тепла, передаваемое от одного тела к другому, пропорционально времени протекания процесса теплообмена;

2) это количество тепла пропорционально величине поверхности, разделяющей тело с более высокой температурой от тела с низшей температурой;

3) оно является функцией разности температур реагирующих тел, возрастающая с увеличением этой разности.

Что касается выявления этой последней зависимости, то в этой области мы имеем пока лишь ряд отдельных гипотез, более или менее вероятных и имеющих каждая своих сторонников и противников. Из этих гипотез наибольшим распространением пользуются в настоящее время две: гипотеза Redtenbacher'a и гипотеза Rankin'a.

Согласно первой из них количество передаваемого тепла пропорционально при прочих равных условиях первой степени разности температур; согласно второй — пропорционально квадрату этой разности. Ввиду того, что температуры тела, отдающего тепло, и тела, получающего тепло, обе одновременно или какая-либо одна из них, являются всегда величинами переменными, уравнение, выражающее в общем виде закон теплообмена, должно быть написано в дифференциальной форме и имеет вид:

$$-dQ = K \cdot h \cdot dH \cdot f(T - t_k). \quad (71)$$

В этом уравнении:

dQ — количество тепла (в кал), переданного от одного источника к другому; величина эта будет всегда отрицательной по отношению к источнику тепла, обладающему более высокой температурой;

h — время (в часах), в течение которого происходила теплопередача;

dH — бесконечно малый элемент стенки (поверхности нагрева), разделяющей оба тела;

f — знак функции;

T и t_k — температуры тел по обе стороны элемента разделяющей стенки;

K — коэффициент пропорциональности.

Согласно гипотезе Redtenbacher'a предыдущее уравнение может быть написано в виде:

$$-dQ = K \cdot h \cdot dH \cdot (T - t_k). \quad (72)$$

В формулировке же Rankin'a оно приобретает вид:

$$-dQ = S \cdot h \cdot dH \cdot (T - t_k)^2, \quad (73)$$

где S , по смыслу формулы, так же, как и K , — некоторый постоянный коэффициент.

Обе приведенные гипотезы относятся к случаю передачи тепла от одного тела к другому исключительно путем соприкосновения (конвекции). Между тем в действительности теплопередача всегда совершается одновременно соприкосновением и лучеиспусканием, причем преобладающим в количественном отношении может оказаться или тот или другой способ. Так например, в паровозном котле с внутренней толкой и дымогарными трубами в пределах топочной камеры теплопередача в значительной своей части протекает путем лучеиспускания раскаленного слоя или пламени нефтяного факела, тогда как в дымогарных трубах этот способ передачи тепла почти отсутствует. Вопрос о передаче тепла лучеиспусканием будет подробно обследован нами в дальнейшем изложении, пока же необходимо только заметить, что в этом случае количество передаваемого тепла в гораздо более сильной степени зависит от температур источников, чем при теплопередаче соприкосновением.

Поэтому, принимая условно, что полное количество тепла, передаваемого от одного тела к другому как соприкосновением, так и лучеиспусканием, может быть представлено в виде выражения

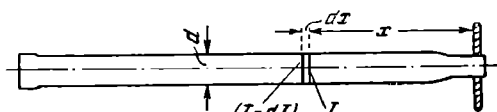
$$dQ = K \cdot h \cdot dH \cdot (T - t_k)^n, \quad (74)$$

мы должны помнить, что показатель n , строго говоря, не есть величина постоянная, а возрастает с увеличением интенсивности лучеиспускания, поэтому в топке n должно быть больше, чем в дымоходах; что касается протекания газов по дымогарным трубам, то и здесь показатель n будет иметь наибольшую величину вблизи задней трубчатой решетки, хотя, вообще говоря, действие лучистой теплоты в дымогарных трубах должно быть настолько слабо, что практически с ним можно не считаться.

К сожалению, абсолютная величина показателя n , а равно и закон ее изменения нам в точности неизвестны, да и оперирование с уравнением теплопередачи при переменном n было бы весьма затруднительно. Ввиду этого и основываясь на том, что гипотеза Redtenbacher'a повидимому все-таки ближе к истине в смысле выяснения явления теплопередачи, чем вторая гипотеза, мы и примем ее пока для исследования процесса теплообмена как в дымогарных трубах, так и в топочной камере паровозного котла.

Для выяснения закона теплопередачи в дымогарных трубах выделим тонкий слой газов сгорания (черт. 31), находящийся на расстоянии x от плоскости задней трубчатой решетки паровоза и ограниченный двумя вертикальными плоскостями, отстоящими друг от друга на бесконечно малую величину dx . Передача тепла от газов, заключенных в выделенном слое, котловой воде будет, очевидно, происходить через элемент поверхности, равный для каждой дымогарной трубы $(\pi \cdot d \cdot dx) \text{ м}^2$, если

d — внутренний диаметр трубы, а для всего комплекта труб в данном котле — через поверхность $n \cdot \pi \cdot d \cdot dx$, где n — число труб. Температуру газов в плоскости, ближайшей к задней трубчатой решетке, назовем через T ; тогда температура на противоположной границе выделенного сечения будет $T - dT$, и отданное газами в пределах выделенного слоя тепло может быть выражено через



Черт. 31.

$$dQ = c_p \cdot C_b \cdot V_n \cdot [(T - dT) - T] = -c_p \cdot C_b \cdot V_n \cdot dT. \quad (75)$$

С другой стороны, количество тепла, полученного водой через соответствующую поверхность нагрева, будет:

$$dQ = n \cdot \pi \cdot d \cdot dx \cdot K \cdot (T - t_k), \quad (76)$$

где K — коэффициент теплопередачи.

Выражения (75) и (76) будут математически точны лишь при том условии, что символами T и t_k обозначены температуры газов и воды, измеренные по обе стороны разделяющей стенки в бесконечно близких от нее расстояниях. Замечая однако, что температура котловой воды с достаточной для практических целей точностью может быть принята одинаковой для всего объема водяного пространства, точно так же, как и температура газовой струйки, заполняющей внутренность трубы, может быть принята одинаковой для всех точек данного поперечного сечения трубы вследствие небольших поперечных размеров этой последней и весьма значительной скорости газов внутри трубы, обеспечивающей равномерное их перемешивание, и принимая в соображение оба сделанные замечания, мы будем в дальнейшем понимать под символами t_k и T некоторые средние значения температур, из которых первое является постоянным для всего котла (т. е. на протяжении всей длины дымогарных труб), а второе будет постоянным лишь в пределах внутреннего сечения наших n дымогарных труб любой вертикальной плоскостью.

После сделанного отступления, необходимого для ясной формулировки трактуемого вопроса, переходим к дальнейшему развитию наших выводов.

Ввиду того, что левые части выражений (75) и (76) обозначают одно и то же количество тепла, правые части этих выражений также должны быть равны; поэтому:

$$-c_p \cdot G_b \cdot V_n \cdot dT = n \cdot \pi \cdot d \cdot dx \cdot K(T - t_k). \quad (77)$$

Переходя к интегрированию написанного дифференциального уравнения теплопередачи, установим прежде всего пределы. Нижним пределом изменения температур будет начальная температура газов, с которой они вступают в отверстия задней трубчатой решетки, — назовем ее через T_2° ; верхним пределом будет температура в произвольном сечении, отстоящем на расстоянии x от плоскости задней трубчатой решетки, — обозначим ее через T° .

Пределы интегрирования правой части уравнения (77), содержащей переменную величину x , будут соответственно: $x_1 = 0$ и $x_2 = x$.

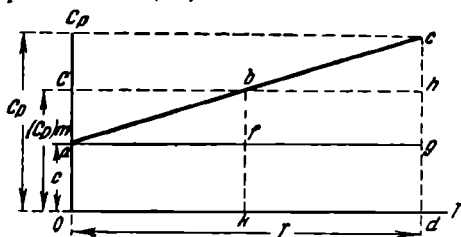
После этого имеем:

$$-\int_{T_2}^T c_p \cdot G_b \cdot B_h \cdot \frac{dT}{T - t_k} = \int_0^x n \cdot \pi \cdot d \cdot K \cdot dx. \quad (78)$$

Остается сказать еще несколько слов о величине теплоемкости газов c_p , входящей в левую часть уравнения.

Выше, при выводе основного уравнения тепла, мы имели дело со средними теплоемкостями газов $(c_p)_m$ в пределах изменения температуры от 0 до T° ; в уравнении (77) мы имеем дело с выявлением теплопередачи в дифференциальной форме — для бесконечно тонкого слоя газов, поэтому под величиной c_p здесь необходимо понимать значение теплоемкости, так сказать „мгновенное“, справедливое для температуры T газовой смеси.

Для установления явного вида выражения величины c_p по известному уже из предыдущих выводов значению



Черт. 32.

$$(c_p)_m = c + \delta T$$

обращаемся к черт. 32. Здесь прямая abc выражает закон изменения теплоемкости газов в функции температуры. Установим некоторые пределы изменения температуры, скажем, от 0° до температуры T° , изображаемой в выбранном масштабе отрезком od . Среднее в выбранных пределах изменения температуры значение теплоемкости соответствует окрестку kb , если k есть середина длины od ; следовательно:

$$\overline{kb} = \overline{kf} + \overline{fb} = (c_p)_m = c + \delta T;$$

откуда

$$\overline{kf} = \overline{Oa} = \overline{dg} = c,$$

$$\overline{fb} = \overline{ac} = \overline{hc} = \delta T$$

и наконец:

$$\overline{dc} = c_p = \overline{dg} + \overline{gh} + \overline{hc} = \overline{dg} + 2\overline{gh} = c + 2\delta T.$$

То же самое выражение теплоемкости может быть выведено дифференцированием по T выражения

$$Q = G_b \cdot B_h \cdot (cT + \delta \cdot T^2);$$

имеем:

$$\frac{dQ}{dT} = G_b \cdot B_h \cdot c + G_b \cdot B_h \cdot \delta \cdot 2T = G_b \cdot B_h \cdot (c + 2\delta T),$$

откуда, очевидно:

$$c_p = c + 2\delta T.$$

Подставляя найденное выражение для c_p в уравнение (77), получаем:

$$G_b \cdot B_h \int_{T_2}^T \frac{c + 2\delta T}{T - t_k} \cdot dT = n\pi \cdot d \cdot K \cdot x. \quad (79)$$

Разлагая интеграл левой части на два слагаемых, имеем:

$$\int_{T_2}^T c \cdot \frac{dT}{T-t_k} + \int_{T_2}^T 2\delta \cdot \frac{T \cdot dT}{T-t_k}$$

Выполняя интегрирование первого слагаемого, находим:

$$c \int_{T_2}^T \frac{dT}{T-t_k} = c \cdot \ln(T-t_k) - c \cdot \ln(T_2-t_k) = -c \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k}. \quad (80)$$

Второй интеграл берем подстановкой, вводя новое переменное

$$y = T - t_k,$$

откуда

$$\begin{aligned} T &= y + t_k, & dT &= dy; \\ 2\delta \int_{T_2}^T \frac{T \cdot dT}{T-t_k} &= 2\delta \int_{T_2-t_k}^{T-t_k} \frac{(y+t_k) dy}{y} = 2\delta \int_{T_2-t_k}^{T-t_k} dy + 2\delta \cdot t_k \int_{T_2-t_k}^{T-t_k} \frac{dy}{y} = -2\delta [(T_2-t_k) - \\ &-(T-t_k)] - 2\delta \cdot t_k \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k} = 2\delta (T_2-T) - 2\delta \cdot t_k \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k} \end{aligned} \quad (81)$$

Подставляя найденные значения интегралов в уравнение (78), пишем:

$$\begin{aligned} -G_b \cdot B_h \cdot \left[-c \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k} - 2\delta \cdot t_k \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k} - 2\delta (T_2-T) \right] &= \\ = (G_b \cdot B_h \cdot c + 2G_b \cdot B_h \cdot \delta t_k) \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k} + 2G_b \cdot B_h \cdot \delta (T_2-T) &= \\ = (M + 2N \cdot t_k) \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k} + 2N (T_2-T) = n\pi \cdot d \cdot K \cdot x. \end{aligned} \quad (82)$$

Обозначая величину омытой газами поверхности нагрева дымогарных труб от входных их отверстий до произвольного сечения x через H_x , получим уравнение теплопередачи в окончательной форме:

$$(M + 2N \cdot t_k) \cdot \ln \frac{T_2-t_k}{T-t_k} + 2N (T_2-T) = K \cdot H_x. \quad (83)$$

Распространяя уравнение теплопередачи на всю поверхность нагрева дымогарных труб, т. е. производя интегрирование дифференциального уравнения в правой части от нуля до L , а в левой — от T_2 до T_3 , получаем аналогично предыдущему:

$$(M + 2N t_k) \ln \frac{T_2-t_k}{T_3-t_k} + 2N (T_2-T_3) = K_\partial \cdot H_\partial, \quad (84)$$

где H_∂ — вся омываемая газами поверхность дымогарных труб.

Область применения выведенного уравнения двоякая:

1. Оно может быть с успехом применено при проектировании новых паровозов для определения необходимой и достаточной величины поверхности нагрева труб, если при этом считать известной величину коэффициента теплопередачи K_∂ ; тогда, задаваясь желательной степенью охлаждения газов в котле (температурой T_3), определяем из уравнения (84) величину H_∂ .

2. В случае исследования работы существующего паровоза уравнение (84) позволяет определить по данным опыта величину K_∂ для любых частных условий работы паровоза, т. е. позволяет (при достаточном количестве опытов) создать базу для научно обоснованного проектирования котла.

Уравнение это устанавливает, как видим, зависимость между величиной поверхности нагрева, омытой газами на некотором участке их пути, и той температурой T , которая устанавливается в конечной точке выделенного участка. Величина K , характеризующая интенсивность теплообмена и называемая обычно коэффициентом теплопередачи, должна быть определена

предварительно из опыта. Она представляет собою то количество тепла (в кал), которое передается от одного тела к другому в течение одного часа через 1 м² разделяющей их поверхности при условии, что разность температур обоих тел поддерживается равной 1°. Другими словами, величина *K* имеет измерение: кал/м²·ч·1°.

Применяя уравнение (83) к условиям разрабатываемой нами (параллельно с развитием теоретического исследования) опытной поездки с паровозом серии Н^В, имеем: при среднем за поездку абсолютном давлении пара в котле $p_k = 12,6 \text{ кг/см}^2$ температура котловой воды определяется по таблицам Молье:

$$t_k = 189,12^\circ \sim 189^\circ;$$

после этого является возможность подсчитать и коэффициенты уравнения теплопередачи, причем для более удобного оперирования с уравнением коэффициент при первом члене левой части множим на 2,303, переходя таким образом от натуральных логарифмов (ln) к десятичным (lg):

$$(M + 2N t_k) \cdot 2,303 = 5024;$$

$$2N = 0,4638.$$

Температура газов, вступающих в дымогарные трубы T_2 , измерялась во время опыта термоэлектрическим пирометром и получена равной 1187°.

Температура же газов при выходе из дымогарных труб в дымовую коробку, измеренная тем же способом, $T_3 = 436^\circ$.

Температура эта измерялась как при выходе газов из верхних рядов дымогарных труб, так и из нижних, причем первая цифра найдена равной 412°, а вторая — 459°. Для дальнейших подсчетов принята средняя температура:

$$T_3 = \frac{412 + 459}{2} \sim 436^\circ.$$

Поверхность нагрева дымогарных труб, омытая газами в указанных границах изменения их температуры, составляет:

$$H_0 = 125,9 \text{ м}^2.$$

Относя теперь уравнение теплопередачи ко всему протяжению дымогарных труб, имеем:

$$5024 \cdot \lg \frac{1187 - 189}{436 - 189} + 0,4638 \cdot (1187 - 436) = K_0 \cdot 125,9;$$

$$K_0 = \frac{5024 \cdot \lg 4,0405 + 0,4638 \cdot 751}{125,9} = \frac{3046,6 + 348,3}{125,9} = 26,97 \sim 27,0 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ.$$

Таким образом, применительно к построенному паровозу уравнение (83) дает возможность подсчитать величину коэффициента теплопередачи в любых условиях работы котла, что чрезвычайно важно в смысле надлежащей конкретизации основного уравнения и возможности практического его применения при проектировании для определения необходимой величины поверхности нагрева.

Допустим например, что температура отходящих газов $T_3 = 436^\circ$, полученная при опытах с паровозом Н^В, признана чрезмерно высокой и в целях повышения коэффициента полезного действия котла ее желательно понизить путем удлинения дымогарных труб с 4,2 до 5,0 м; спрашивается: насколько понизится при указанной переделке температура отходящих газов?

Замечая, что при удлинении дымогарных труб в $\frac{5,0}{4,2} = 1,19$ раза поверхность нагрева их будет равна $125,9 \cdot 1,19 \approx 150 \text{ м}^2$, пишем для данного случая:

$$5024 \cdot \lg \frac{1187 - 189}{T_3 - 189} + 0,4038 (1187 - T_3) = 27 \cdot 150 = 4050;$$

задаваясь $T_3 = 370^\circ$ и подставляя эту величину в предыдущее уравнение, получаем для левой части уравнения значения

$$f(T) = 4104;$$

при $T_3 = 380^\circ$ имеем:

$$f(T) = 3981;$$

на основании полученных цифр вычисляем путем интерполяции истинную величину температуры отходящих газов:

$$T_3 = 374,4^\circ,$$

т. е. на $61,6^\circ$ ниже, чем в построенном паровозе.

Если бы при проектировании паровоза нам была задана наибольшая величина температуры T_3 (например $T_3 = 380^\circ$), соответствующая определенным условиям работы котла (например тем, которые имели место при разрабатываемой нами опытной поездке), то величина необходимой и достаточной поверхности нагрева дымогарных труб определилась бы из уравнения:

$$5024 \cdot \lg \frac{1187 - 189}{380 - 189} + 0,4638 (1187 - 380) = 27 \cdot H_0,$$

откуда

$$H_0 = \frac{3981}{27} = 147,45 \text{ м}^2,$$

т. е. больше действительно выполненной на

$$\frac{147,45 - 125,9}{125,9} \cdot 100 = 17 \%.$$

Во всех предыдущих подсчетах нам приходилось оперировать с довольно сложным логарифмическим уравнением, решение которого относительно переменных T в общем виде невозможно, почему приходится прибегать к приближенному решению способом пробных подстановок, что чрезвычайно утомительно и при отсутствии достаточного навыка сопряжено с значительной затратой времени.

Вот почему сама собою напрашивается мысль о графическом изображении уравнения теплопередачи, которое совместно с кривой тепла составляет рабочую диаграмму парового котла, при пользовании которой чрезвычайно упрощается решение всевозможных вопросов, связанных как с проектированием поверхностей нагрева, так и с исследованием уравнений (83) и (84).

Из основного уравнения Redtenbacher'a

$$dQ = KdH(T - t_k)$$

имеем:

$$\frac{dQ}{dH} = K(T - t_k).$$

Кривая теплопередачи выражает, как уже было указано [уравнение (83)], зависимость между H и T ; принимая же во внимание, что величины T и Q связаны уравнением кривой тепла

$$Q = f(T),$$

кривую теплопередачи можно рассматривать как графическое изображение зависимости между H и Q . Таким образом, ось тепла можно сохранить общей как для кривой тепла, так и для искомой кривой теплопередачи; что же касается ординат этой последней, то по ним мы будем откладывать величины омытой газами поверхности нагрева H , отсчитывая их по направлению течения газов.

Обозначая масштаб поверхностей нагрева через f и припоминая, что масштаб тепла равен w , напишем выражение для тангенса угла φ , образуемого касательной к кривой теплопередачи в любой ее точке с осью ординат:

$$\operatorname{tg} \varphi = - \frac{w \cdot dQ}{f \cdot dH} = - \frac{w}{f} K(T - t_k). \quad (85)$$

Уравнение (85) показывает, что при данных t_k и K форма кривой теплопередачи определяется исключительно температурой газов T или величиной абсциссы Q , совершенно не завися от ординаты H .

Само построение кривой теплопередачи показано на черт. 33.

На расстоянии bt_k мм от оси тепла проводим прямую KK' ; на расстоянии n мм вверх от этой последней — прямую NN' ; величина n выбирается в зависимости от желаемого масштаба ординат кривой теплопередачи.

На произвольной ординате кривой тепла, например на ординате BC , соответствующей температуре T_2 газов, выбираем произвольную точку A , являющуюся начальной точкой искомой кривой теплопередачи, и проводим через нее горизонталь RR' .

Влево от точки C откладываем $CD = CB = b(T - t_k)$; проводим $DE \perp KK'$ и, соединяя точку E с C , утверждаем, что CE есть направление касательной к кривой теплопередачи в точке A . Из чертежа имеем:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{DC}{ED} = \frac{BC}{ED} = \frac{FB - FC}{ED} = \frac{T_2 b - t_k b}{n} = \frac{b}{n} (T_2 - t_k).$$

Сравнивая это выражение с уравнением (85), мы видим, что оба они будут совершенно идентичны, если будет соблюдено равенство:

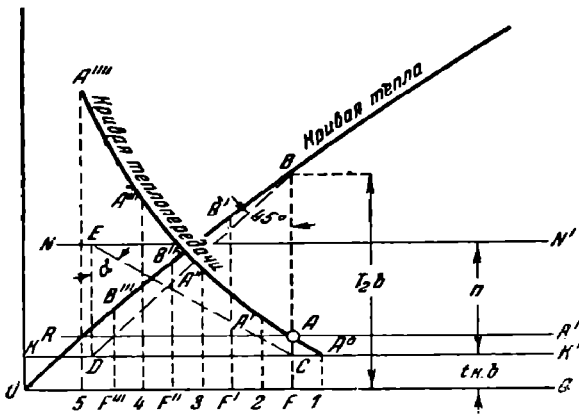
$$\frac{w}{f} K = \frac{b}{n},$$

а для этого достаточно назначить для ординат искомой кривой теплопередачи масштаб, равный

$$1 \text{ м}^2 = f \text{ мм} = \frac{K \cdot w \cdot n}{b} \text{ мм}. \quad (86)$$

В таком случае угол α , в точности равный углу φ , есть действительно угол касательной к искомой кривой с осью ординат. Поэтому для получения направления кривой в точке A проводим здесь прямую, параллельную CE .

Точность графического построения указанным способом будет, очевидно, зависеть от количества отдельных участков оси абсцисс, в пределах которых направление касательной к искомой кривой принимается постоянным. Поясним



Черт. 33.

сказанное на черт. 33: найденное нами выше направление касательной к кривой теплопередачи справедливо, строго говоря, лишь для точки A ; во всякой точке, принадлежащей искомой кривой и расположенной вправо или влево от точки A , касательная пойдет уже по несколько иному направлению. Но с известной степенью точности можно считать определившееся для точки A направление касательной справедливым и для ряда точек кривой теплопередачи, расположенных в пределах участка оси абсцисс 1—2, для которого ордината точки A является средней ординатой. Очевидно, что чем больше будет линейное протяже-

ние отдельных участков 1—2, 2—3, 3—4 и т. д., намеченных на нашем чертеже, т. е. чем меньше будет количество этих интервалов, тем быстрее может быть выполнено построение кривой теплопередачи, но тем меньшей степенью точности будет такое построение обладать. Разделив, таким образом, ось абсцисс на ряд равных участков, середины которых обозначены через F, F', F'' и т. д., находим указанным выше графическим методом для средних ординат $FB, F'B', F''B''$ направления соответствующих касательных к кривой теплопередачи; эти направления считаем неменяющимися в пределах между крайними ординатами соответствующих секций: для участка 2—3 направление касательной, проведенное через точку A' , изображается, таким образом, отрезком $A'A''$, для следующего участка 3—4 — отрезком $A''A'''$ и т. д.

Вписывая затем в полученную ломаную, образованную отдельными отрезками касательных для последовательных секций, плавную кривую, мы и получаем истинное очертание кривой теплопередачи.

При построении кривой теплопередачи и при дальнейшем ее использовании в целях исследования процесса теплообмена между газами сгорания и котловой водой необходимо помнить следующее: уравнение (85) показывает, что при

$$T = t_k$$

$\operatorname{tg} \alpha = 0$, т. е. ордината, проведенная через точку пересечения кривой тепла с прямой KK' , есть асимптота кривой теплопередачи. Переходя к термодинамической сущности явлений, выражаемых уравнением теплопередачи, можно перефразировать полученный вывод таким образом: для того, чтобы охладить топочные газы до температуры котловой воды, необходимо осуществить бесконечно большую поверхность нагрева (при конечном значении коэффициента теплопередачи). К тому же выводу приводит и непосредственное исследование уравнения (83), которое при $T = t_k$ дает $H_x = \infty$.

Рассматривая черт. 33, мы видим, что по мере приближения к асимптоте кривая теплопередачи все круче загибается вверх, а потому для сохранения одинаковой точности построения на всем протяжении кривой размеры отдельных секций оси абсцисс должны постепенно уменьшаться по мере приближения к асимптоте.

Коэффициенты теплопередачи, а следовательно и обуславливаемые ими масштабы поверхностей нагрева можно считать постоянными лишь для отдельных элементов поверхностей нагрева котла. Так, для паровозного котла коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах будет иметь одну величину, для топочной же коробки — другую, в несколько раз большую. Ниже мы увидим, что коэффициент теплопередачи не есть постоянная величина даже в пределах совершенно единообразных поверхностей нагрева; он изменяется в зависимости от скорости протекания газов

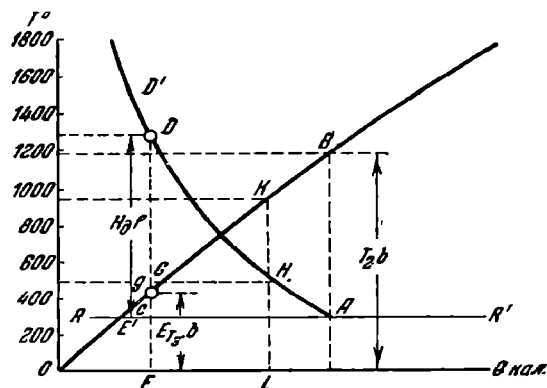
вдоль поверхности нагрева, а так как эта скорость есть функция температуры газов, то и величина K , а следовательно и масштаб f ординат кривой теплопередачи суть, строго говоря, величины переменные. Учитывая однако крайнюю сложность оперирования с уравнением (83) при переменном K , мы в дальнейшем будем условно считать K постоянным для всего протяжения дымогарных труб, хотя истинные величины масштабов f в начале и в конце дымогарных труб могут различаться на 25—30%.

Переходя теперь к вопросу о практическом применении графического метода, обращаемся к черт. 34, где кривые тепла и теплопередачи нанесены для конкретных условий разрабатываемой опытной поездки. Кривая теплопередачи построена для дымогарных труб, причем начало кривой лежит на ординате точки B кривой тепла, соответствующей температуре $T_2 = 1187^\circ$. Вся поверхность нагрева дымогарных труб выражается отрезком ED крайней ординаты, проходящей через точку C , причем ордината этой точки CF соответствует температуре отходящих газов $T_3 = 436^\circ$.

Масштаб температур выбран:

$$1^\circ = b \text{ мм} = 0,05 \text{ мм};^1$$

масштаб тепла: $1 \text{ кал} = w \text{ мм} = \frac{0,05}{2091} = 0,0000239 \text{ мм};$



Черт. 34.

¹ Клише черт. 34 уменьшено против оригинала вдвое.

условная величина n взята при построении равной 30 мм; масштаб поверхностей нагрева:

$$1 \text{ м}^2 = f \text{ мм} = \frac{K \cdot 0,0000239 \cdot 30}{0,05} = 0,01434 \cdot K.$$

Замечая, что поверхность нагрева дымогарных труб исследуемого паровоза составляет 125,9 м², находим значение этой величины в масштабе нашего чертежа:

$$0,01434 \cdot K \cdot 125,9 = 1,8054 \cdot K \text{ мм.}$$

С другой стороны, непосредственное измерение по чертежу отрезка ED , выражающего, как мы видим, ту же поверхность нагрева, дает 49 мм.

Таким образом, имеем:

$$1,8054 \cdot K = 49,$$

откуда

$$K = 27,14 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ,$$

что почти в точности совпадает с результатом аналитического подсчета по уравнению (83).

Решим теперь при помощи рабочей диаграммы, представленной на черт. 34, задачу об отыскании температуры отходящих газов в случае увеличения поверхности нагрева дымогарных труб до 150 м². Откладывая вверх от горизонтали RR' отрезок $E'D'$, равный:

$$150 \cdot 0,01434 \cdot 27 \approx 58 \text{ мм,}$$

проводим через D' вертикальную ординату, засекающую кривую тепла в точке C' , причем

$$C'F' = 18,5 \text{ мм;}$$

отсюда

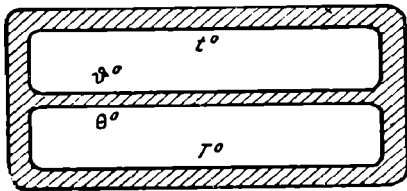
$$T_3 = \frac{18,5}{0,05} = 370^\circ;$$

эта цифра отличается от результатов произведенного выше точного аналитического подсчета на 4,4°; при большем масштабе чертежа получили бы и большую точность.

Глава IX

Понятие о коэффициенте теплопередачи. Вывод общего выражения для коэффициента теплопередачи через материальную стенку. Влияние кривизны стенки, материала и загрязнения стенки сажей и накипью

Во всех предыдущих выводах и графических построениях нам приходилось сталкиваться с постоянным коэффициентом K , характеризующим интенсивность обмена тепла между двумя источниками через разделяющую их материальную стенку.



Черт. 35.

Чтобы составить себе более полное и ясное представление о природе этого так называемого коэффициента теплопередачи, представим себе участок плоской металлической стенки площадью $H \text{ м}^2$, разделяющий на две камеры сосуд с теплонепроницаемыми наружными стенками (черт. 35). В нижнем отделении сосуда пусть находится источник тепла с высокой температурой T° (газ); в верхнем — с

более низкой температурой t° (вода). Обозначим температуру нижней поверхности, разделяющей стенки, через θ° , верхней — через θ° ; толщина стенки — $\delta \text{ м}$; переход тепла от газа к жидкости, который неминуемо должен начаться в указанных условиях, может быть разделен на три последовательных этапа:

- 1) переход тепла от газа к материалу стенки;
 - 2) проникновение тепла через толщину стенки от нижней ее поверхности к верхней;
 - 3) отдача тепла от стенки жидкости.
- Называя через α_1 коэффициент теплопередачи от газа материалу стенки, получаем:

$$Q = \alpha_1 \cdot h \cdot H(T - \Theta), \quad (87)$$

где h —число часов опыта, а Q —количество переданного за это время тепла.

Количество тепла, проходящее через толщину стенки, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности материала стенки (λ —количество тепла, проходящее в 1 час через 1 м² поверхности материала к другой поверхности того же материала, удаленной от первой на 1 м, при 1° разницы температур обеих поверхностей) и обратно пропорционально толщине стенки:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot h \cdot H(\Theta - \vartheta). \quad (88)$$

Наконец число калорий, отдаваемое от стенки жидкости при коэффициенте теплопередачи α_2 , выразится через:

$$Q = \alpha_2 \cdot h \cdot H(\vartheta - t). \quad (89)$$

Замечая, что левые части уравнений равны между собой, как выражающие последовательные стадии перехода одного и того же количества тепла, умножаем обе части уравнения (87) на α_2 , а уравнение (89)—на α_1 и складываем их почленно:

$$\begin{aligned} \alpha_2 Q &= \alpha_1 \alpha_2 h H(T - \Theta); \\ \alpha_1 Q &= \alpha_1 \alpha_2 h H(\vartheta - t); \\ (\alpha_1 + \alpha_2) Q &= \alpha_1 \alpha_2 h H(T - t) - \alpha_1 \alpha_2 h H(\Theta - \vartheta). \end{aligned} \quad (90)$$

Определяя разность $(\Theta - \vartheta)$ из (88), подставляем в (90):

$$(\alpha_1 + \alpha_2) Q = \alpha_1 \alpha_2 h H(T - t) - \alpha_1 \alpha_2 h H \frac{Q \cdot \delta}{\lambda h H};$$

отсюда

$$\left(Q \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_1 \alpha_2 \frac{\delta}{\lambda} \right) = \alpha_1 \alpha_2 h H(T - t);$$

разделим обе части полученного уравнения на произведение $\alpha_1 \alpha_2$ и определим Q :

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \cdot h H(T - t). \quad (91)$$

Если мы назовем через K суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающий все три стадии перехода тепла, то, по аналогии с уравнениями (87)—(89), можем написать:

$$Q = K \cdot h H(T - t). \quad (92)$$

Сравнивая уравнения (91) и (92), получаем:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}}; \quad (93)$$

коэффициент α_2 имеет, по опытным данным, величину, никак не меньшую 1000 кал, т. е.

$$\frac{1}{\alpha_2} \leq 0,001;$$

коэффициент теплопроводности имеет для железа величину 50 кал, для красной меди — 330 кал; при толщине стенки $\delta = 0,0025$ м дробь $\frac{\delta}{\lambda}$ имеет численное значение

$$\frac{\delta}{\lambda_{жс}} = 0,000045,$$

$$\frac{\delta}{\lambda_{м}} = 0,000008;$$

что касается величины α_1 , то она измеряется вообще десятками калорий и для нормальных условий работы паровоза может быть принята в среднем в 30 кал, т. е.

$$\frac{1}{\alpha_1} \approx 0,033.$$

Первое замечание, которое можно сделать на основании анализа приведенных цифр, это то, что влияние величин $\frac{1}{\alpha_2}$ и $\frac{\delta}{\lambda}$ на величину суммарного коэффициента теплопередачи K ничтожно, ввиду чего с вполне достаточной для целей практики точностью можно считать $K \approx \alpha_1$.

Подсчет величины коэффициента теплопередачи через железную и медную стенку дает следующие цифры:

$$K_{жс} = \frac{1}{0,033 + 0,001 + 0,000045} = 29,37 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ;$$

$$K_{м} = \frac{1}{0,033 + 0,001 + 0,000008} = 29,45 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ;$$

цифры эти ясно показывают, что материал стенки не может иметь сколько-нибудь заметного влияния на величину коэффициента теплопередачи.

Предыдущий вывод величины K был нами сделан в предположении плоской разделяющей стенки, поверхности которой как изнутри, так и снаружи (т. е. применительно к схеме черт. 35 — снизу и сверху) одинаковы и равны H м².

В случае цилиндрических труб внутренняя их поверхность, через которую совершается переход тепла от газов (протекающих внутри труб) материалу стенки, будет, очевидно, иметь меньшую величину, чем наружная, входящая в уравнение теплопередачи от стенки воде. Ввиду этого вид уравнений (87) — (8'), а следовательно и окончательный вывод значительно усложняются, и формула получает вид:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i}}, \quad (94)$$

где d_a и d_i — наружный и внутренний диаметры труб в м.

Применяя однако эту точную формулу для подсчета величины K в нормальных железных дымогарных трубах диаметром 46/51 мм, получаем:

$$K = \frac{1}{0,033 + \frac{1}{1000 \cdot \frac{0,051}{0,046}} + \frac{0,046}{2,55} \cdot 2,303 \lg 1,4087} = \frac{1}{0,33 + 0,0009 + 0,000013} =$$

$$= 29,46 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ,$$

вместо цифры 29,37 кал, которую мы получили в предположении плоской стенки.

Отсюда видно, что практически вполне допустимо пользоваться упрощенной формулой (93).

Произведенный нами краткий анализ величины видимого или действительного коэффициента теплопередачи через материальную стенку имеет, помимо своего принципиального значения, одно весьма ценное чисто практическое приложение: он позволяет оценить вредное влияние загрязнения поверхностей нагрева на интенсивность теплопередачи. Если бы разделяющая стенка

состояла не из однородного материала, как было предположено выше при выводе уравнения (93), а из нескольких разнородных, плотно друг к другу прилегающих слоев, толщиной $\delta, \delta_1, \delta_2 \dots$ и т. д., причем коэффициенты теплопроводности для этих слоев были бы равны соответственно $\lambda, \lambda_1, \lambda_2 \dots$, то, как не трудно убедиться непосредственным подсчетом, мы получили бы вместо уравнения (93) следующее выражение:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots}$$

Допустим теперь, что стенка дымогарной трубы покрыта с внутренней поверхности слоем сажи толщиной в $0,001$ м; принимая теплопроводность сажи равной $0,1$ кал, получим:

$$K = \frac{1}{0,033 + 0,001 + 0,000045 + \frac{0,001}{0,1}} = 22,70 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ,$$

т. е. на 23% меньше, чем для чистой стенки. Если на внешней поверхности труб имеется слой накипи ($\lambda = 2$) такой же толщины, то

$$K = \frac{1}{0,033 + 0,001 + 0,000045 + \frac{0,001}{2}} = 28,95,$$

т. е. всего на 1,5% меньше чистой трубы.

Цифры эти показывают, насколько важно с точки зрения экономичности работы котла заботиться о своевременном и регулярном удалении налета сажи с поверхностей нагрева и насколько осторожно следует относиться ко всякого рода нововведениям, имеющим целью улучшение перемешивания газовых струй в трубах паровых котлов при помощи вставки в них дросселирующих заслонок, втулок, спиралей и тому подобных приспособлений, создающих благоприятные условия для усиленного отложения сажи.

Следует горячо рекомендовать широкое применение специальных сажесдувателей (суперьеров), быстро очищающих стенки на ходу паровоза.

Загрязнение стенки сажей и накипью оказывает заметное влияние не только на интенсивность теплопередачи, но и на температуру, вызывая при значительных отложениях накипи на стенках огневой коробки быстрое повышение температуры стенки, могущее повести к пережогу.

Температура чистой стенки со стороны воды ϑ и со стороны газов Θ определяется из выражений (87) и (89):

$$\vartheta = t_k + \frac{Q}{hH} \cdot \frac{1}{\alpha_2};$$

$$\Theta = T - \frac{Q}{hH} \cdot \frac{1}{\alpha_1}$$

Принимая например температуру газов в огневой коробке при форсированной работе $T = 1300^\circ$, $t = 190^\circ$, коэффициент теплопередачи стенок топки $\alpha_1 = 150 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ$, $\alpha_2 = 2000 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ$, $\delta = 0,010$ м, $\lambda_{ж} = 50$, находим:

$$\frac{Q}{hH} = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{1}{2000} + \frac{0,010}{50}} \cdot (1300 - 190) = 150\,600 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч};$$

$$\vartheta = 190 + \frac{150\,600}{2000} = 265,3^\circ;$$

$$\Theta = 1300 - \frac{150\,600}{150} = 296^\circ.$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

В случае загрязнения стенки слоем накипи ($\lambda_n = 2$) толщиной $\delta_n = 0,005$ м (черт. 36) находим:

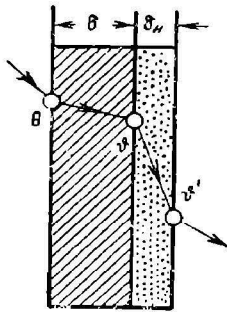
$$\frac{Q}{hH} = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{1}{2000} + \frac{0,010}{50} + \frac{0,005}{2}} (1300 - 190) = 112\,400 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч};$$

$$\vartheta' = 190 + \frac{112\,400}{2000} = 246,2^\circ;$$

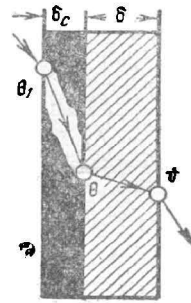
$$\vartheta = 190 + 112\,400 \left(\frac{1}{2000} + \frac{0,005}{2} \right) = 527,2^\circ;$$

$$\Theta = 1300 - \frac{112\,400}{150} = 550^\circ$$

Таким образом, слой накипи, изолируя стенку от охлаждающего действия воды, способствует скоплению тепла в материале стенки и ее перегреву.



Черт. 36.



Черт. 37.

При загрязнении стенки слоем сажи произойдет, очевидно, обратное явление: слой сажи, изолируя стенку от действия высокой температуры газов, понизит ее температуру; принимая толщину слоя сажи $\delta_c = 0,001$ м, а ее теплопроводность $\lambda_c = 0,1$; найдем (черт. 37):

$$\frac{Q}{hH} = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{1}{2000} + \frac{0,010}{50} + \frac{0,001}{0,1}} (1300 - 190) = 63\,900 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч};$$

$$\Theta_1 = 1300 - \frac{63\,900}{150} = 874^\circ;$$

$$\Theta = 1300 - 63\,900 \left(\frac{1}{150} + \frac{0,001}{0,1} \right) = 235^\circ;$$

$$\vartheta = 190 + \frac{63\,900}{2000} = 222^\circ.$$

Наконец одновременное присутствие на стенке отложений сажи и накипи представляет, очевидно, нечто промежуточное между двумя вышерассмотренными случаями.

На черт. 38 изображены схематически все четыре случая работы стенки. Самым опасным с точки зрения перегрева стенки является, как видно, случай III.

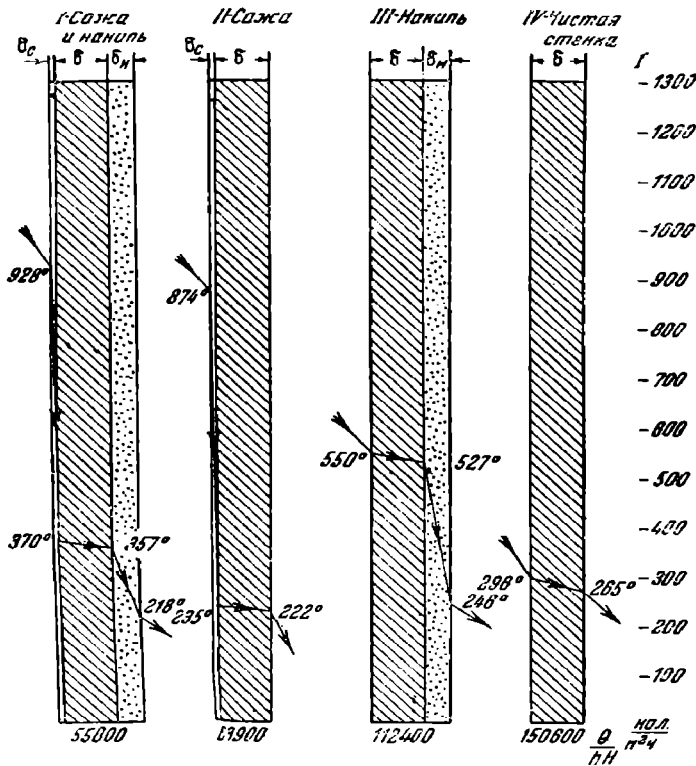
Производя подобные исследования при различной толщине слоя накипи, составляем следующую таблицу:

Таблица 6

δ_n	мм	0	2	3	5	10
K_m	кал/м ² ·ч·°	135,7	127,1	112,7	103,3	80,8
$\frac{Q}{hH}$	кал/м ² ·ч	150600	141100	125100	112400	89700
ϑ'	°Ц	265,3	260,5	252,5	246,2	234,8
ϑ	°Ц	296	359	466	550	702
Θ	°Ц	265,3	331	440	527	683

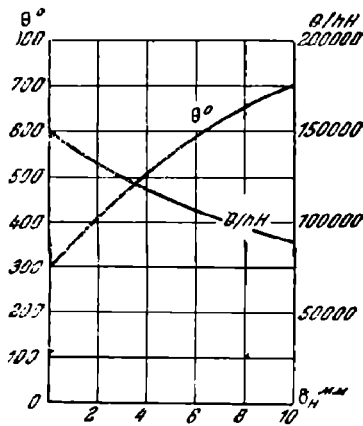
Данные эти представлены графически на черт. 39.

Резюмируя все сказанное о влиянии загрязнения стенок котла, мы видим, что загрязнение сажей сильно понижает эффект теплопередачи Q , а накипь

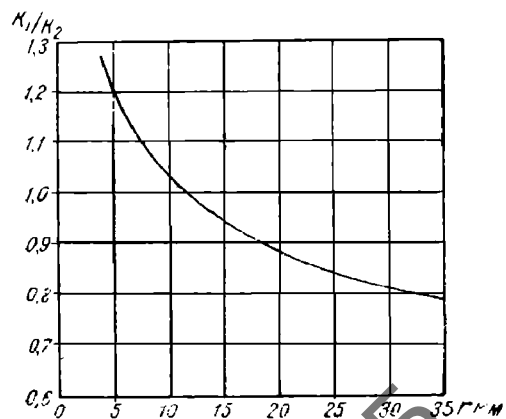


Черт. 38.

особенно опасна в смысле перегрева стенок; поэтому еще раз подчеркиваем необходимость самых радикальных мероприятий по борьбе с сажей и накипью.



Черт. 39.



Черт. 40.

В заключение отметим, что коэффициент теплопередачи от газа, протекающего по трубе, к стенкам трубы зависит от величины r — среднего гидравлического радиуса трубы, так как с увеличением r среднее расстояние от протекающих по трубе газовых частиц до стенок трубы возрастает, в связи с чем доля участия наиболее удаленных от стенки газовых частиц в процессе тепло-

передачи становится все меньше. Если мы имеем две трубы с гидравлическими радиусами r_1 и r_2 , то при прочих равных условиях (одинаковых температурах и плотностях газов и скоростях их протекания) коэффициенты теплопередачи будут относиться следующим образом:

$$\frac{K_1}{K_2} = \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{0,214} \quad (95)$$

Ниже в таблице приведены величины отношения $\frac{K_1}{K_2}$, причем за единицу сравнения принята величина коэффициента теплопередачи при $r = 0,0115$ м, что соответствует круглой трубе диаметром (внутренним) в 46 мм; на черт. 40 дан график поправочных коэффициентов.

r	0,004	0,006	0,008	0,0115	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035
$\frac{K_1}{K_2}$	1,254	1,152	1,080	1,00	0,945	0,888	0,847	0,814	0,788

Глава X

Обзор опытного материала по определению коэффициентов теплопередачи.

Влияние скорости протекания газа по трубам. Зависимость $K = f(\omega)$ по Молльеру, Нольтейну, Нуссельту и по опытам над паровозами СССР

Выведенное нами выше основное уравнение теплопередачи (83) приобретает практическое значение в смысле возможности его применения для расчета поверхностей нагрева котла лишь в том случае, когда в точности известна величина коэффициента теплопередачи.

К сожалению, приходится сказать, что вопрос об определении этой величины для различных элементов поверхности нагрева до сих пор еще не освещен в достаточной степени ввиду значительной сложности постановки соответствующих лабораторных опытов.

В частности вопрос об определении величины коэффициента теплопередачи в дымогарных трубах K_d интересовал многих ученых и имеет свою историю.

Проф. Redtenbacher считает величину K_d равной в среднем $23 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ$, Strahl нашел ее равной 52 кал ; но, насколько нам известно, при тех опытах, разработка которых привела Strahl к вышеприведенной цифре, температурные измерения были представлены далеко не полно, почему и основанные на них выводы не заслуживают особенного доверия.

То же самое возражение может быть сделано и по отношению к опытам Geoffroy, проведенным в 1860—1864 гг. на французской Северной ж. д., из разработки данных которых проф. Петров вывел, что „... повидимому, не боясь большой ошибки, можно считать $K_d = 75 \text{ кал}$ “ Вывод не отличается, как видим, достаточной категоричностью; да иначе и не могло быть, так как, помимо отсутствия при опытах Geoffroy необходимых температурных измерений, во время этих опытов не производилось и анализа газов сгорания. Кроме того опыты производились в лаборатории, т. е. при условиях, весьма далеких от условий действительной работы паровоза в пути.

Все предыдущие исследования лишь в самых общих чертах указывают на существование функциональной зависимости между коэффициентом теплопередачи и скоростью протекания газов по трубам.

Проф. Mollieg первый дал аналитическое выражение этой зависимости в виде уравнения

$$K_d = 2 + 10\sqrt{\omega_d}, \quad (96)$$

где ω_d — скорость протекания газов в м/сек.

Ввиду столь противоречивых сведений о величине коэффициента теплопередачи проф. Нольтейн, заинтересовавшийся этим вопросом в связи с проек-

тированием быстроходных пассажирских паровозов для бывш. Московско-Казанской ж. д., произвел разработку лабораторных опытов Ser и вывел зависимость

$$K_{\theta} = 18 + 36(1 - 0,75^{w_{\theta} - 1}). \quad (97)$$

Исследование этого уравнения показывает, что при скоростях газов больших 15 м/сек величина K_{θ} становится почти постоянной и равной 54 кал/м²·ч·1°.

Сравнивая эту формулу с формулой Mollier, мы видим, что обе они показывают на увеличение K_{θ} при возрастании скорости, с той лишь разницей, что по Mollier это возрастание происходит плавно и непрерывно, тогда как по Нольтейну коэффициент теплопередачи быстро достигает своей предельной величины, после чего дальнейшее повышение скорости уже не оказывает никакого влияния.

Не входя пока в критическую оценку приведенных формул, укажем, что самый факт зависимости коэффициента теплопередачи от скорости газов может быть объяснен улучшением перемешивания газовых частиц, что обеспечивает поддержание равномерной температуры газовой струи во всей ее толще, тогда как при отсутствии надлежащего перемешивания частицы газов, прилегающие к стенкам трубы, отдавая свое тепло воде, имели бы более низкую температуру, что ослабило бы интенсивность дальнейшей теплопередачи.

Возвращаясь к опытам Ser, необходимо заметить, что скорости газов при всех шести опытах колебались в весьма узких пределах—0,67—4,61 м/сек, причем были получены коэффициенты теплопередачи от 15 до 42 кал. В паровозных котлах в дымогарных трубах даже при средних нормальных условиях работы реализуются скорости в 20—30 м/сек, доходя при форсированной работе до 50 м/сек, т. е. превышают скорости, реализованные Ser, в 7—12 раз.

При таких условиях формула (97), полученная путем необычайно смелой экстраполяции опытных данных далеко за пределы опыта, вряд ли может считаться достаточно надежной и пригодной для паровозных котлов. По крайней мере многочисленные попытки применения этой формулы для разработки новейших опытных данных с паровозными котлами приводили к абсурдным результатам.

Наконец необходимо отметить, что при опытах Ser температура пропускаемого по трубам воздуха колебалась от 50 до 150°, что соответствует плотности воздуха около 1 кг/м³, тогда как в трубчатой части паровозного котла средняя температура протекающих газов изменяется в зависимости от форсировки в пределах 600—800°, и следовательно плотность газов получается порядка 0,3—0,4 кг/м³. Так как теплопередача в более плотной газовой среде должна протекать более интенсивно вследствие большей живой силы и частоты ударов газовых молекул о стенки трубы, то конечно при опытах Ser коэффициенты теплопередачи были значительно выше, чем в дымогарных трубах паровозного котла; этого не учел Нольтейн при выводе своей формулы, почему она и неприменима для дымогарных труб паровозного котла.

Наиболее полные, многочисленные и точные опытные данные по исследованию паровозных котлов были получены при опытах над типами паровозов русских железных дорог, производившихся в 1908—1934 гг., разработка которых и главнейшие выводы в части, касающейся исследования рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя, опубликованы в моем труде «Исследование рабочего процесса паровозного котла и пароперегревателя». Опытные поездки производились в обстановке следования паровозов в пути, соответствующей действительным условиям работы; при них производились измерения температур газов при входе в дымогарные трубы и при выходе из них, а также объемный анализ продуктов горения, что дает возможность в каждом отдельном случае вполне точно подсчитать величину K_{θ} по уравнению (94), отнесенному к дымогарным трубам, как это и было нами выполнено выше, применительно к условиям одной из опытных поездок с паровозом серии П^в; многочисленность же опытных поездок (несколько сотен) с различными паровозами и при самых разнообразных условиях работы котла позволяет об-

обобщить эти результаты и установить функциональную зависимость K_d от тех или иных факторов рабочего процесса.

Существование зависимости коэффициента теплопередачи от скорости протекания газов по трубам вполне подтверждается и русскими опытами над типами паровозов, но полученные при этих опытах абсолютные величины коэффициентов почти вдвое меньше цифр, даваемых формулами Mollier и Нольтейна.

Прежде чем перейти к рассмотрению результатов этих опытов, укажем весьма простой и в то же время вполне точный метод подсчета величины w_d — средней скорости газов в трубах.

При сжигании в 1 час B_h кг топлива, на каждый кг которого подводится извне L_s кг воздуха, получаем вес этого воздуха, проходящего по трубам в течение 1 сек., равным:

$$\frac{L_s \cdot B_h}{3600} \text{ кг};$$

если удельный объем воздуха назовем через v_s , то секундный объем будет равен:

$$\frac{L_s \cdot B_h \cdot v_s}{3600};$$

называя наконец суммарную площадь живого сечения всех дымогарных труб через Ω_d м², получаем для скорости в трубах выражение:

$$w_d = \frac{L_s \cdot B_h \cdot v_s}{3600 \cdot \Omega_d} \text{ м/сек.}$$

Принимая во внимание, что объем продуктов сгорания всегда несколько больше объема воздуха, затраченного на горение, в предыдущую формулу необходимо ввести некоторый поправочный коэффициент ρ , представляющий собою отношение объемов газов сгорания и атмосферного воздуха (при одинаковых температурах); принимая во внимание, что величина этого коэффициента для большинства топлив колеблется в узких пределах—1,05 — 1,09, мы будем в дальнейшем принимать:

$$\rho = \text{const} = 1,07.$$

Возвращаясь к предыдущему выражению, мы видим, что если бы удельный объем газов сгорания был величиной постоянной, то скорость протекания газов тоже была бы одинаковой для всего протяжения труб. Явление усложняется тем, что удельный объем, определяемый из характеристического уравнения:

$$p_s \cdot v_s = 29,27 \cdot T_{abs},$$

является функцией абсолютной температуры T_{abs} . Замечая, что давление газовой среды равно приблизительно атмосферному, т. е.

$$p_s = 10\,330 \text{ кг/м}^2,$$

имеем:

$$v_s = \frac{29,27}{10\,330} \cdot T_{abs},$$

$$w_d = \frac{1,07 \cdot L_s \cdot B_h \cdot 29,27 \cdot T_{abs}}{3\,600 \cdot 10\,330 \cdot \Omega_d}. \quad (98)$$

По уравнению (98) можно подсчитать скорость газов в любом поперечном сечении дымогарных труб. Обращаясь к примеру разрабатываемой нами опытной поездки, имеем для нее:

$$B_h = 503 \text{ кг};$$

$$L_s = 15,61 \text{ кг};$$

$$\Omega_d = 198 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,045^2 \approx 0,315 \text{ м}^2.$$

НЕ
УДУНТ
(ДІІТ)

Подсчитаем скорость газов в сечении, отстоящем от топки на $\frac{1}{5}$ длины дымогарных труб. Поверхность нагрева труб, омытая газами до намеченного сечения, равна:

$$H_a = \frac{1}{5} \cdot H_d = \frac{1}{5} \cdot 125,9 = 25,18 \text{ м}^2.$$

Подставляя эту величину в уравнение (83), получаем:

$$5024 \lg \frac{1187 - 189}{T - 189} + 0,4638 (1187 - T) = 27 \cdot 25,18,$$

откуда:

$$\begin{aligned} T &= 956,5^\circ, \\ T_{abs} &= 956,5 + 273 = 1229,5^\circ, \\ w &= \frac{1,07 \cdot 15,61 \cdot 503 \cdot 29,27 \cdot 1229,5}{3600 \cdot 10330 \cdot 0,315} = 26,06 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

Та же величина может быть подсчитана и по рабочей диаграмме котла (черт. 34). На ординате ED , представляющей в масштабе чертежа поверхность H_d , откладываем $EG = \frac{1}{5} ED$; через точки G проводим горизонталь GH до пересечения с кривой теплопередачи; тогда абсцисса точки $H - OL$ дает теплосодержание газов в исследуемом сечении, а ордината $LK = T \cdot b$; измеряя по чертежу LK , имеем:

$$47,8 = T \cdot 0,05,$$

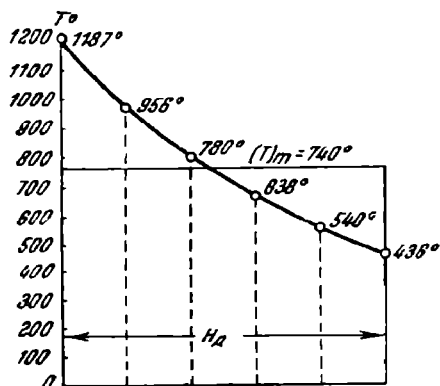
откуда

$$T = 956^\circ$$

Подсчет w производится по уравнению (98).

Средняя для всей длины труб скорость соответствует средней температуре. В большинстве технических подсчетов под этой последней величиной понимают:

$$(T)_m = \frac{T_2 + T_3}{2},$$



Черт. 41.

что соответствует схематическому представлению закона изменения температур по длине трубы в виде прямой линии.

При более точных расчетах необходимо выяснить истинный закон изменения температур, что может быть выполнено аналитически по уравнению (83), подставляя в него последовательно

$$H_x = \frac{1}{5} H_d ; \frac{2}{5} H_d ; \frac{3}{5} H_d ; \frac{4}{5} H_d ; H_d$$

и подсчитывая соответствующие температуры. Гораздо быстрее и изящнее решается вопрос графически: делим DE (черт. 34) на 5 равных частей, через точки деления проводим горизонтали до пересечения с кривой теплопередачи; отрезки ординат точек пересечения между абсциссой и кривой тепла дают искомые температуры в масштабе чертежа. Определенные таким путем температуры нанесены на черт. 41 в функции от поверхности нагрева труб, и через полученные точки проведена плавная кривая. Путем планиметрирования (или по способу ординат) определяется действительная величина средней температуры:

$$(T)_m = 740^\circ,$$

тогда как по приближенному методу получили бы:

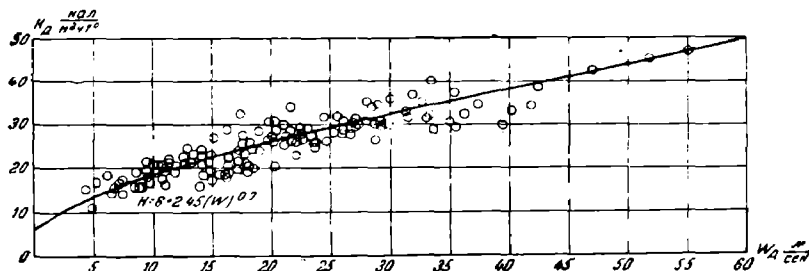
$$(T)_m = \frac{1187 + 436}{2} \approx 812^\circ;$$

подсчитывая по формуле (98) среднюю скорость, получаем по точному методу:

$$(\omega_{\partial})_m = \frac{1,07 \cdot 15,61 \cdot 503 \cdot 29,27 \cdot 1013}{3600 \cdot 10330 \cdot 0,315} = 21,36 \text{ м/сек};$$

приближенный метод дает цифру 23,0.

На черт. 42 нанесены значения коэффициента теплопередач и K_{∂} в функции от средней скорости ω_{∂} , полученные при опытах с паровозами жел.-дор. СССР, причем, как видим, число отдельных опытов доходит до 130; при опытах осуществлялись средние скорости газов от 5 до 55 м/сек, а значения K_{∂} — от 12 до 47 кал/м² ч · 1°, т. е. при повышенных форсировках котла коэффициент тепло-

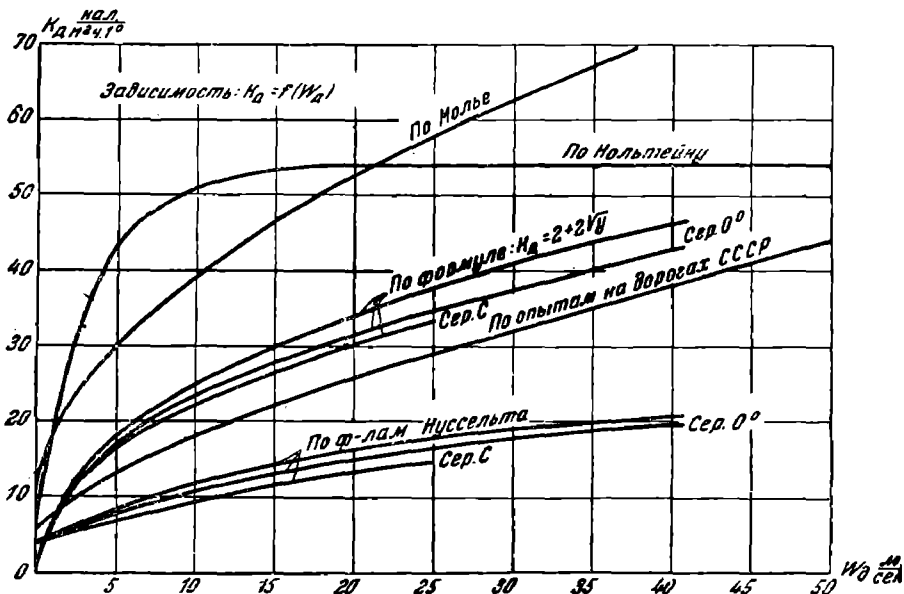


Черт. 42.

передачи не достигал цифры 54 кал, указываемой Нольтейном в качестве нормальной; при средних же форсировках паровоза получен $K_{\partial} \approx 30$ кал, что гораздо ближе к цифре Redtenbacher'a, чем Нольтейна или Mollier.

Уравнение кривой, выражающей зависимость $K_{\partial} = f(\omega_{\partial})$, имеет вид:

$$K_{\partial} = 6 + 2,45 (\omega_{\partial})^{0,7} \quad (99)$$



Черт. 43.

Несмотря на довольно значительную разбросанность опытных точек на черт. 42, закономерность изменения K_{∂} выступает на чертеже вполне определенно, и проведенная кривая выражает картину этих изменений со средней степенью точности относительно отдельных наблюдений около 6—8%.

Формула (99) выведена для труб диаметра 46/51 мм, т. е. при

$$r_{\partial} = \frac{0,046}{4} = 0,0115 \text{ м};$$

для труб с другой величиной гидравлического радиуса — r имеем:

$$K_d = (6 + 2,45 \omega_d^{0,7}) \left(\frac{0,0115}{r} \right)^{0,214}$$

Для более удобного сравнения результатов отдельных исследований о величине K на черт. 43 дана сводная диаграмма:

$$K_d = \varphi(\omega_d).$$

Здесь приведена также кривая, нанесенная по новейшим формулам Нуссельта¹:

$$K = 19,23 \frac{\lambda_e}{d^{1,736}} \left(\frac{G \cdot c_p}{\lambda} \right)^{0,786} \quad (100)$$

где: d — внутренний диаметр дымогарной трубы в m ;

G — секундный вес газов сгорания;

c_p — средняя теплоемкость газов при температуре $T = \frac{T_2 + T_3}{2}$;

λ_e — коэффициент теплопроводности газа при средней температуре наружной стенки трубы;

λ — то же, при средней температуре внутри трубы;

две последние величины рекомендуется определять по формуле:

$$\lambda = 0,01894 (1 + 0,00228 T).$$

Нанесена также кривая по формуле²:

$$K = 2 + 2 \cdot \sqrt{y},$$

наиболее близко подходящей, как видно из чертежа, к условиям теплопередачи в паровозном котле. Резюмируя все сказанное о коэффициентах теплопередачи, мы приходим к выводу, что для паровозного котла коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах выражается формулой (99), выведенной на основании многочисленных точных опытов на нефтяном и угольном отоплении, произведшихся в нормальных условиях работы паровоза.

В заключение укажем еще на один более простой и удобный для предварительных подсчетов вид формулы, вытекающий из тех же классических опытов:

$$K_d = 15 \sqrt{\frac{B}{H}}; \quad (101)$$

здесь: B — часовой расход топлива, приведенный к нефти с теплопроизводительностью $K = 10\,000 \text{ кал/кг}$;

H — полная огневая поверхность нагрева трубчатой части котла (включая и поверхность пароперегревателя, если такой имеется).

Если формулу (101) желательно применить, скажем, для угольного отопления, причем низший предел теплотворной способности угля равен K , то в числитель подкоренной дроби надо подставить величину

$$B = B_h \frac{K}{10\,000},$$

где B_h — действительный часовой расход угля.

Глава XI

Исследование явления теплопередачи по Ранкину и при $n = 1,33$. Зависимость $K = \varphi(\gamma \cdot \omega)$. Тепловое напряжение поверхности нагрева.

В предыдущей главе мы твердо установили зависимость величины K_d от средней скорости протекания газов и получили K_d в виде непрерывно возрастающей функции скорости.

¹ «Hütte», изд. 10-е, Берлин, 1921, ч. I, стр. 410.

² «Hüttes», изд. 8-е, Москва, 1912 г., ч. I, стр. 331.

Не надо однако упускать из виду, что зависимость эта имеет лишь относительную справедливость — в пределах применения гипотезы Redtenbacher'a.

Посмотрим теперь, к каким выводам приводит гипотеза Rankin'a, до сих пор еще далеко не оставленная и признаваемая многими авторитетными теплотехниками за более правильную.

Вид уравнения теплопередачи для этого случая может быть выведен следующим образом. Имеем:

$$-c_p \cdot G_b \cdot B_h \cdot dT = n \cdot \pi \cdot d \cdot dx \cdot e \cdot (T - t_k)^2 \quad (102)$$

или в интегральной форме:

$$-\int_{T_2}^T c_p \cdot G_b \cdot B_h \frac{dT}{(T - t_k)^2} = e \int_0^x n \cdot \pi \cdot d \cdot dx = e \cdot H_x, \quad (103)$$

где e — коэффициент теплопередачи, имеющий измерение $\text{кал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot (1^\circ)^2$; подставляя в (103) значение c_p , представим левую часть уравнения в виде

$$-G_b \cdot B_h \cdot c \int_{T_2}^T \frac{dT}{(T - t_k)^2} = 2G_b \cdot B_h \cdot \delta \int_{T_2}^T \frac{T dT}{(T - t_k)^2}$$

полагая $T - t_k = y$, находим:

$$\begin{aligned} -M \int_{T_2 - t_k}^{T - t_k} \frac{dy}{y^2} - 2N \int_{T_2 - t_k}^{T - t_k} \frac{(y + t_k) dy}{y^2} &= M \int_{T_2 - t_k}^{T - t_k} \frac{dy}{y^2} - 2N \int_{T_2 - t_k}^{T - t_k} \frac{dy}{y} - 2N t_k \int_{T_2 - t_k}^{T - t_k} \frac{dy}{y^2} = \\ &= (M + 2N t_k) \left[\frac{1}{y} \right]_{T_2 - t_k}^{T - t_k} - 2N \left[\ln y \right]_{T_2 - t_k}^{T - t_k} = (M + 2N t_k) \left(\frac{1}{T - t_k} - \frac{1}{T_2 - t_k} \right) + \\ &+ 2N \ln \frac{T_2 - t_k}{T - t_k} = (M + 2N t_k) \frac{T_2 - T}{(T - t_k)(T_2 - t_k)} + 2N \ln \frac{T_2 - t_k}{T - t_k} = e \cdot H_x. \quad (104) \end{aligned}$$

Применяя это уравнение ко всему протяжению дымогарных труб, т. е. полагая в нем $T = T_3$ и $H_x = H_\delta$, мы можем подсчитать по нему при известных T_2 и T_3 величину коэффициента пропорциональности.



Черт. 44.

Так например, применяя уравнение (104) для нашей опытной пьездки, получим:

$$e = \left[2182 \frac{1187 - 436}{(1187 - 189) \cdot (436 - 189)} + 1,068 \cdot \lg \frac{1187 - 189}{436 - 189} \right] : 125,9 = 0,058 \text{ кал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot (1^\circ)^2.$$

Исследование закона изменений коэффициента теплопередачи e_{Rankin} в функции от скорости приводит к зависимостям, подобным изображенной на черт. 44, черт. 45 представляет для того же самого паровоза уже знакомую нам функциональную зависимость:

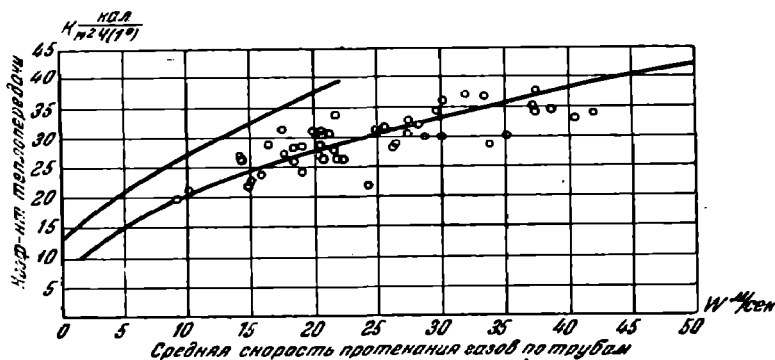
$$K_\delta = \varphi(\omega_\delta).$$

Таким образом, кладя в основу теплотехнического исследования гипотезу Rankin'a, мы получаем коэффициент теплопередачи в виде убывающей функции скорости; для этого явления совершенно невозможно подыскать сколько-нибудь удовлетворительного физического объяснения.

Таким образом, при поверхностном ознакомлении с обнаруженным явлением мы можем констатировать неправдоподобность гипотезы Rankin'a.

Формулы Redtenbacher'a и Rankin'a дают для n целые числа. Это и понятно, так как и Redtenbacher и Rankin дали только гипотезы, представляющие лишь первое приближение к истине, но никак не окончательное ее выражение; ни та, ни другая гипотезы не были подтверждены точными опытами, да и не подвергались такой специальной проверке.

Ясно поэтому, что ставить вопрос о том, кто прав—Redtenbacher или Rankin,—нельзя, ибо истина лежит, по всей вероятности, где-то между этими двумя гипотезами, т. е. $1 < n < 2$.



Черт. 45.

Наиболее отчетливо выявляется влияние разности температур на интенсивность процесса теплопередачи при опытах с охлаждением тел. Этому вопросу в дальнейшем будет посвящена специальная глава нашего курса, трактующая о потере тепла паровозом через обшивку во внешнюю среду; пока же укажем, что целым рядом точных опытов установлен для охлаждения паровоза закон:

$$Q = K \cdot H \cdot h \cdot (t_k - t_a)^{1,33},$$

где: Q — часовая потеря тепла;

H — поверхность охлаждения;

h — продолжительность охлаждения в часах;

t_k и t_a — температуры котловой воды и наружного воздуха.

Таким образом, разность температур входит в уравнение теплоотдачи с показателем $n = 1,33$. При $n = 1,33$ уравнение теплоотдачи для дымогарных труб принимает после интегрирования следующий вид:

$$3(M + 2Nt_k) \frac{\sqrt[3]{(T_2 - t_k)} - \sqrt[3]{(T_3 - t_k)}}{\sqrt{(T_2 - t_k)(T_3 - t_k)}} + 3N \left[\sqrt{(T_2 - t_k)^2} - \sqrt{(T_3 - t_k)^2} \right] = K_0 H_0.$$

Что касается коэффициента теплоотдачи, то для него установлена зависимость вида:

$$K = 2,2 + 0,51V^{0,7}, \quad (105)$$

где: V — скорость движения паровоза в м/сек.

Зависимость эта, представленная на черт. 46, относится к охлаждению голого (необшитого и неизолированного) котла, где роль разделяющей стенки играет котельный лист толщиной 15—17 мм.

С точки зрения последующего сравнения этих результатов с результатами исследования процесса теплопередачи в дымогарных трубах необходимо заметить следующее.

Хотя стенки дымогарных труб имеют гораздо меньшую толщину (2,5 мм), чем котельный лист, тем не менее сколько-нибудь заметного влияния на результирующий коэффициент теплопередачи через стенку от газа к воде эта разница оказать не может, так как интенсивность распространения тепла в толще железной стенки, даже при толщине ее в 17 мм, все еще в 100 раз больше, чем интенсивность теплообмена между газом и материалом стенки. Таким образом, случаи наружного охлаждения неизолированного котла и теплопередачи в дымогарных трубах от газов к котловой воде по абсолютным величинам коэффициентов теплопередачи вполне сравнимы.

Схема процесса теплопередачи в обоих случаях тоже одна и та же: постепенное охлаждение газового потока по мере его продвижения по трубам от топки к дымовой коробке есть, в сущности, та же зависимость температуры горячего источника от времени его соприкосновения с холодным, которая наблюдается и в случае охлаждения котла. Температура получающего тепло тела в обоих случаях постоянна. Наконец как в том, так и в другом случае преобладающим способом теплопередачи является конвекция. На черт. 47 нанесены значения коэффициентов теплопередачи в функции от средней скорости протекания газов, подсчитанные по уравнению теплопередачи при $n = 1/3$.

Разбросанность точек объясняется, повидимому, главным образом неодинаковым состоянием поверхностей труб в смысле большего или меньшего загрязнения их сажей и накипью. Несмотря на это в расположении точек наблюдается вполне определенная закономерность, выражаемая уравнением:

$$K = 2,2 + 0,2 \cdot w^{0,7} \quad (106)$$



Черт. 47.

Здесь же показана (вверху) кривая изменения коэффициента теплоотдачи при охлаждении для необшитого котла, перенесенная с черт. 46.

Как видим, у обеих кривых совпадают начальные точки, дальнейшее же изменение коэффициентов теплопередачи оказывается существенно различающимся для обоих случаев по абсолютным значениям. Это очевидно, указывает на то, что фактор скорости протекания газа относительно стенки не является достаточно надежным мерилем интенсивности теплопередачи.

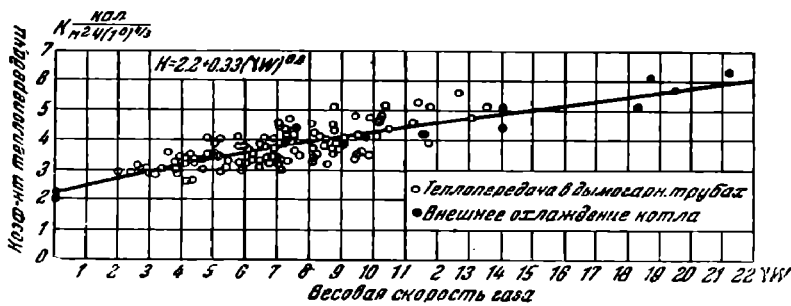
Совершенно очевидно, что на интенсивность теплообмена должна влиять не только скорость, но и плотность γ той из жидкостей, коэффициент теплопередачи которой имеет меньшую величину.

При опытах охлаждения котла плотность наружного воздуха — величина постоянная, поскольку изменения его температуры и влажности относительно ничтожны. В дымогарных же трубах котла явление значительно осложняется, так как здесь удельный вес газов изменяется в весьма широких пределах в зависимости от их температуры и имеет величину в 2—4 раза меньшую, чем плотность наружного воздуха в опытах охлаждения¹. Таким образом, зависимости вида

$$K = f(\omega)$$

по физической природе — явления, не сравнимые для обеих категорий опытов.

Высказанное воззрение о влиянии γ на теплопередачу находится в полном согласии и с основными положениями кинетической теории газов: уменьшение плотности газа должно понижать интенсивность теплообмена между газовой средой и омываемыми ею твердыми телами, так как при этом увеличиваются расстояния между отдельными молекулами газа, а следовательно ослабляется



Черт. 48.

и живая сила удара (трение) молекул газа о стенку; это влечет за собой ухудшение условий перемешивания в массе газа, а следовательно и интенсивности теплопередачи.

Зависимость

$$K = \varphi(\gamma \cdot \omega)$$

представлена в графической форме на черт. 48, причем черные кружки относятся к опытам охлаждения котла, а белые дают значения коэффициентов теплопередачи в дымогарных трубах.

Черт. 48 показывает, что уравнение

$$dQ = KhdH(T - t)^{0.8} \quad (107)$$

дает для обоих этих случаев одни и те же значения K в порядке их зависимости от „весовой скорости“, т. е. от произведения $\gamma\omega$.

Аналитическое выражение этой зависимости имеет вид:

$$K = 2,2 + 0,33(\gamma \omega)^{0,8} \quad (108)$$

Тот факт, что уравнение (108) объединяет два частных случая теплопередачи, значительно отличающиеся друг от друга по обстановке явления, позволяет думать, что это уравнение является вполне общим для всех случаев конвекционного теплообмена между газом и металлической стенкой. Тем не менее дальнейшая детальная проверка применимости этой формулы к различным случаям теплопередачи весьма желательна.

¹ Удельный вес газов сгорания определяется формулой:

$$\gamma = \frac{10330}{29,27 \cdot T_{abs}}$$

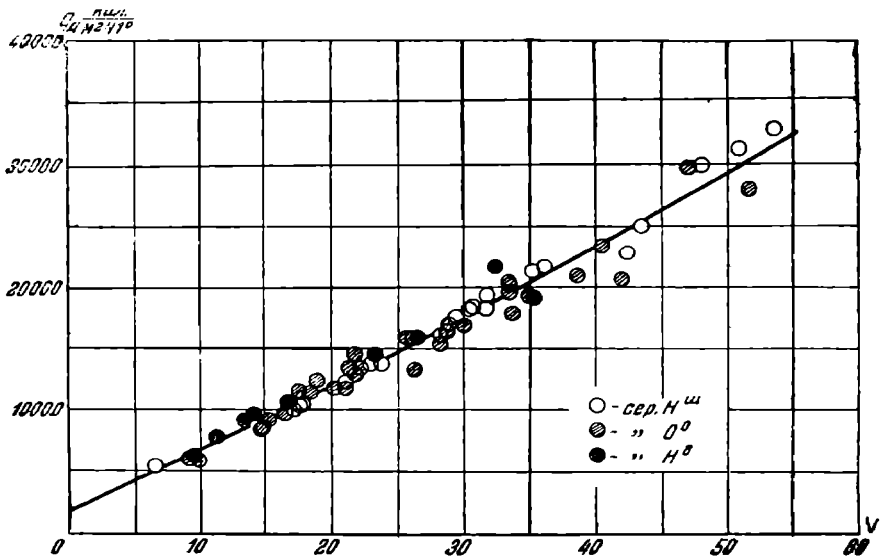
УДМУТ
(ДИТ)

Суммируя все наши сведения о явлении теплообмена в дымогарных трубах, мы приходим к выводу, что современная теплотехника не располагает пока данными для исчерпывающего разрешения вопроса об истинном виде основного закона теплопередачи. Поэтому и пользоваться при решении всякого рода практических вопросов, связанных с проектированием поверхностей нагрева, данными о величине так называемого „коэффициента теплопередачи“ представляется иногда не совсем удобным.

Да и помимо этого принципиального соображения применение величины K для выяснения необходимой поверхности нагрева чрезвычайно осложняет вопрос. Действительно, чтобы перейти от коэффициента теплопередачи к полному количеству переданного за данный промежуток времени поверхностью нагрева тепла, мы должны написать следующее соотношение:

$$Q = K \cdot h \cdot H (T - t_k)^n.$$

Величина T — средняя температура газов — обыкновенно бывает неизвестна при проектировании паровоза, и ею приходится задаваться на основании тех или иных эмпирических данных, что вносит в определение величины H лишний процент неточности.



Черт. 49.

Гораздо удобнее соединить член $(T - t_k)^n$ с коэффициентом теплопередачи в особую термодинамическую функцию

$$q = K (T - t_k)^n,$$

которую покойный проф. К. В. Кирш весьма удачно назвал тепловым напряжением поверхности нагрева. Эта величина q выражает количество тепла, передаваемого в течение часа 1 м^2 поверхности нагрева, безотносительно к тем температурам, при которых протекает процесс теплопередачи.

Таким образом, величина q совершенно не зависит от того, какая гипотеза положена в основу исследования вопроса об интенсивности теплопередачи, и является с этой точки зрения вполне реальной величиной. Для определения „теплового напряжения“ имеем:

$$G_b \cdot B_b \cdot c_b dT = q \cdot dH,$$

или в интегральной форме:

$$G_b \cdot B_b \int_{T_0}^T (c + 2\delta T) dt = \int_0^{H_x} q \cdot dH;$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

произведя интегрирование, находим:

$$G_b V_n c (T_2 - T) + G_b \cdot V_n \cdot \delta (T_2^2 - T^2) = q \cdot H_x,$$

или для всего протяжения дымогарных труб:

$$q_{\partial} = \frac{M (T_2 - T_3) + N (T_2^2 - T_3^2)}{H_{\partial}} \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч.} \quad (109)$$

На черт. 49 нанесены значения q_{∂} , полученные при опытах с целым рядом паровозов на нефтяном, угольном и торфяном отоплении.

Зависимость величины теплового напряжения дымогарных труб от средней скорости газов выражается в аналитической форме уравнением:

$$q_{\partial} = 200 + 370 \cdot \omega_{\partial}^{1.1};$$

по этому уравнению и нанесена кривая на чертеже. При практических подсчетах вполне допустимо пользоваться более простым выражением:

$$q_{\partial} = 600 \omega_{\partial}.$$

Последняя формула крайне удобна для запоминания: количество тепла, передаваемое в секунду через 1 м² поверхности нагрева дымогарных труб, равно 1/6 от числа, выражающего среднюю скорость протекания газов в м/сек.

Глава XII

Температура газов у огневой решетки; температура уходящих из котла газов. Зависимость этих величин от теплового напряжения стенки. Опытные данные

При исследовании процесса теплопередачи чрезвычайно важно знать те температуры, которые устанавливаются в различных пунктах дымоходов: если по заданию требуется провести в 1 час через поверхность нагрева некоторое определенное количество тепла, то потребная для этого величина поверхности нагрева будет тем больше, чем при более низкой температуре газов протекает теплопередача.

Даже ведя расчет поверхности нагрева не по коэффициенту теплопередачи, а по тепловому напряжению, все-таки надо знать, хотя бы приблизительно, температуру газов, чтобы суметь наметить вероятную величину скорости ω , необходимую для подсчета q .

Применительно к паровозному котлу, вся поверхность нагрева которого состоит из двух, существенно различающихся друг от друга по условиям теплопередачи, частей — топочной камеры и дымогарных труб, — необходимо знать температуры: горения — T_1 , при входе газов в трубы — T_2 и при выходе из них — T_3 ; зная эти температуры, мы сумеем подсчитать и средние температуры как для топки, так и для дымогарных труб, необходимые для теплового расчета.

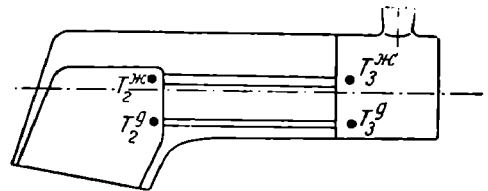
Величина T_1 была уже выяснена выше при изучении процесса сгорания.

Данные о величине температур T_2 и T_3 получаются опытным путем.

На черт. 50 представлена схема оборудования паровозного котла термометрическими пирометрами для измерения этих температур.

Все опыты указывают на вполне закономерное возрастание обеих температур при увеличении количества сжигаемого в 1 час топлива B_n .

Газообразные продукты сгорания топлива прежде всего омывают топочную камеру, через стенки которой отдают часть заключающегося в них тепла котловой воде. Если принять во внимание весьма высокую величину коэффициента теплоотдачи в пределах топочной коробки, то станет вполне понятным, что к моменту достижения отверстий задней трубчатой решетки температура газов



Черт. 50.

успеет понизиться в весьма значительной степени: это понижение температуры будет тем значительнее, чем большую поверхность нагрева приходится газам омыть до поступления в дымогарные трубы. Таким образом, чем больше величина поверхности нагрева топки, тем ниже должна быть температура газов у задней трубчатой решетки T_2 .

Это соображение вполне подтверждается видом кривых, изображенных на черт. 51. Представленные здесь кривые изменения температуры T_2 получены при опытах с различными паровозами, серии которых помечены на кривых; в табл. 7 приведены для этих серий величины топочной поверхности нагрева H_m в M^2 :

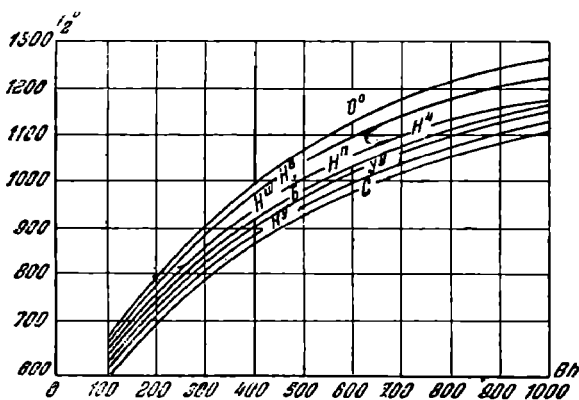
Таблица 7

Серия паровоза	ОО	НВ	НП	НШ	Б	УУ	КУ	С
H_m	10,7	12,6	13,9	13,9	15,6	15,2	15,4	15,4

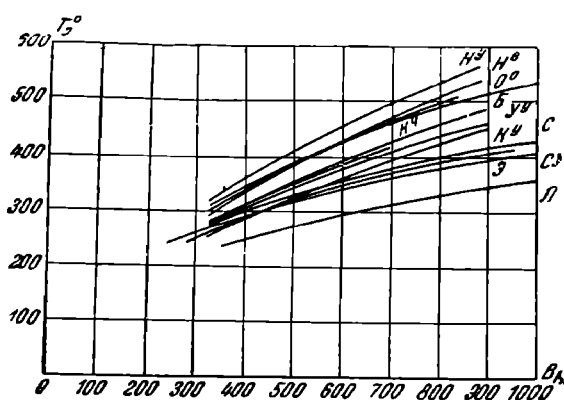
Выражение функциональной зависимости величины T_2 от факторов B_h и H_m имеет в аналитической форме вид уравнения:

$$T_2 = 336 \left(\frac{B_h}{H_m} \right)^{0,3} - 0,0001 \left(\frac{B_h}{H_m} \right)^3 \quad (110)$$

Приведенное эмпирическое уравнение выражает закон изменения T_2 со средней степенью точности около 5%.



Черт. 51.



Черт. 52.

Формула (110), выведенная из опытов на нефтяном отоплении, оказывается применимой и для случаев отопления другими сортами горючего (уголь, торф, дрова); только при этом необходимо вводить в формулу не действительный расход горючего, а „приведенный“ к нефти, т. е. величину

$$(B_h)_н = B_h \cdot \frac{K}{(K)_н},$$

где: B_h — действительный расход данного топлива;

K — его теплопроизводительность (низшая);

$(K)_н$ — теплопроизводительность нефти, которую можно принять равной 10 000 кал/кг, тогда $(B_h)_н$ будет, очевидно, выражать часовой расход нефти, эквивалентный по тепловому эффекту действительному расходу того или иного топлива.

Исходя из аналогичных соображений о характере зависимости температуры отходящих газов, мы должны заключить, что T_3 возрастает с увеличением форсировки и с уменьшением общей поверхности нагрева котла, омытой газами, включая сюда и поверхность пароперегревателя, если речь идет о перегревных паровозах, так как поверхность перегревателя омывается газами

параллельно с испаряющей поверхностью нагрева и также способствует понижению их температуры.

На черт. 52 приведены диаграммы изменения температур отходящих газов, полученные при опытах.

Относительное расположение отдельных кривых вполне соответствует высказанному предположению о зависимости $T_3 = f(H)$: наименьшей поверхностью нагрева обладают паровозы серий НВ и ОО, наибольшей (из приведенных на черт. 52) — СУ и Э. Величины испаряющей H_1 , перегревательной H_a и общей H поверхностей нагрева приведены в табл. 8.

Таблица 8

Серия паровоза	НВ	ОО	НЧ	УУ	Б	КУ	С	СУ	Л	Э
Испаряющая поверхность H_1	152	152	140	152	164	181	207	199	269	207
Перегревательная поверхность H_a	0	0	36	39	41	47	52	72	85	50
Общая поверхность H	152	162	176	191	205	228	259	271	354	257

Изменение температуры отходящих газов в паровозном котле может быть выражено с точностью до 5% уравнением:

$$T_3 = 120 + 109 \frac{B_h}{H_1 + H_a} - 6,3 \left(\frac{B_h}{H_1 + H_a} \right)^2. \quad (111)$$

Уравнение (111), так же, как и предыдущее, справедливо для любого отопления; при пользовании им необходимо помнить, что величина B_h выражает на нефтяном отоплении действительный расход топлива, при всяком же другом топливе вместо B_h надлежит подставлять в уравнение приведенный расход:

$$(B_h)_н = B_h \cdot \frac{K}{10000}.$$

Припоминая те выводы, к которым мы пришли выше, относительно закона изменения температуры горения T_1 , которая зависит главным образом от коэффициента избытка воздуха α и лишь в слабой степени от интенсивности горения, мы в праве были бы предполагать существование аналогичной зависимости, выраженной, быть может, в более слабой форме, и для температур T_2 и T_3 . Между тем при опытах ни у одного паровоза такой зависимости в сколько-нибудь явной форме обнаружено не было, т. е. при одной и той же интенсивности горения Y температуры эти устанавливаются, повидимому, почти независимо от большего или меньшего избытка воздуха.

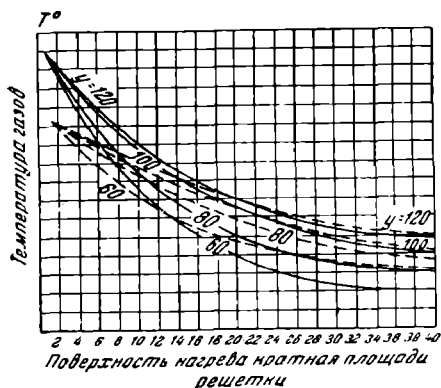
Объяснение этого несколько странного на первый взгляд явления надо искать в следующем.

При малом избытке воздуха газы имеют высокую температуру горения — T_1 ; благодаря этому весьма сильно возрастает количество тепла, отдаваемого лучеиспусканием (как увидим ниже, пропорционально четвертой степени абсолютной температуры), в результате чего разница между температурой горения и температурой топочного пространства будет тем больше, чем выше T_1 . Кроме того при малом избытке воздуха увеличивается время соприкосновения газовых частиц с топочными стенками вследствие уменьшения скорости газового потока, что влечет за собой передачу большего количества тепла (считая на 1 кг газов) конвекцией. Таким образом, при малом α мы хотя и имеем высокую температуру горения, но зато и теплоотдача стенкам как путем лучеиспускания, так и непосредственным соприкосновением тоже в этом случае весьма значительна.

Повышение избытка воздуха (при том же количестве сжигаемого топлива) влечет за собой, как мы знаем, понижение температуры горения, но благодаря тому, что интенсивность теплоотдачи обоими способами (лучеиспусканием и конвекцией) тоже при этом резко ослабляется, температура газового потока

при выходе из топки в трубчатую часть котла остается приблизительно такой же, как и при малых α .

Что касается теплопередачи в трубах, то в предположении одной и той же начальной температуры T_2 при малом избытке воздуха движение газовых струй должно совершаться медленнее, так что время τ соприкосновения газовых частиц со стенкой будет больше, в результате чего уменьшение теплосодержания каждой весовой единицы газа должно быть тоже больше, и температура T_3 — ниже. Но так как с понижением скорости движения уменьшается,



Черт. 53.

как нам известно, и коэффициент теплопередачи, то в результате влияния этих двух факторов температура T_3 может или увеличиться, или уменьшиться, или наконец остаться без изменения; это последнее явление и наблюдается повидимому в действительности, так как, согласно опытным данным, температуры T_2 и T_3 остаются вполне индифферентными к изменению степени избытка воздуха.

В целях сопоставления полученных результатов с данными работы стационарных котельных установок приводим на черт. 53 диаграмму, заимствованную из курса паровых котлов Spalckhaver'a: здесь сплошные кривые соответствуют работе с малым избытком воздуха при содержании углекислоты в газах в количестве 13%, пунктирные — работе с большим притоком воздуха при $\text{CO}_2 = 10\%$. Кривые построены для интенсивности горения:

$Y = 60; 80; 100$ и $120 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$.

$$Y = 60; 80; 100 \text{ и } 120 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$$

По оси абсцисс отложена омываемая газами поверхность нагрева, по ординатам — температуры газов.

Диаграмма показывает, что в первых дымоходах зависимость температуры от степени избытка воздуха еще наблюдается; по мере удаления от топки влияние α делается все слабее, и наконец в последних дымоходах (у выхода в боров) появляется обратная зависимость, т. е. повышение температуры газов с увеличением α , что указывает на практическую невыгодность реализации в дымоходах слишком больших скоростей движения газов.

Помимо уравнений (110) и (111) закон изменения температур может быть выражен на основании опытов одной формулой, имеющей вид:

$$T^{1,6} = 102000 \frac{\frac{B}{H} + 0,44}{\frac{B}{H} + 22,3}$$

или

$$T = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{B}{H} + 0,44}{\frac{B}{H} + 22,3}} \quad (112)$$

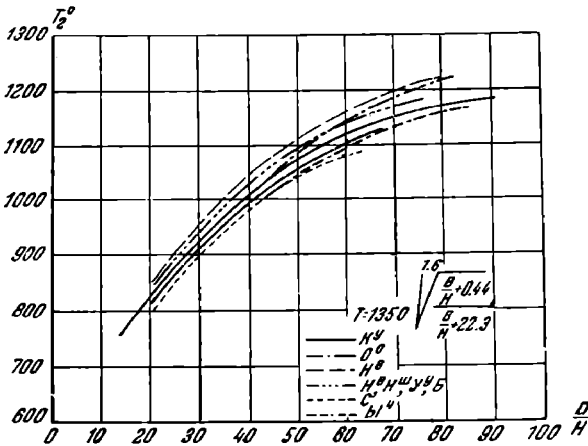
В этой формуле B — „приведенный“ расход топлива, H — поверхность нагрева, омытая газами до того пункта, температуру T в котором мы определяем.

Подставляя в уравнение (112) $H = H_m$, получаем из него T_2 ; при $H = H_1 + H_u$ получим T_3 ; подставляя какое-либо промежуточное значение H , можно получить температуру в любом месте дымоходов.

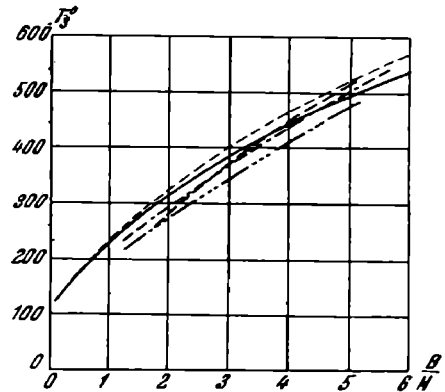
На черт. 54 и 55 нанесены полученные из опытов кривые изменения температуры T_2 и T_3 для различных паровозов; здесь же сплошными линиями проведены кривые по уравнению (112).

Кривая, выражаемая этим уравнением, при увеличении факторов $\frac{B}{H}$ непрерывно возрастает, приближаясь асимптотически к некоторому предельному значению $T = 1350^\circ$; эту температуру приходится в данном случае рассматривать как действительную температуру топки.

Отношение $\frac{B}{H}$ может изменяться или за счет изменения числителя при $H = \text{const}$, или за счет изменения H при $B = \text{const}$. В зависимости от того или иного случая совершенно изменяется практический смысл формулы (112). В первом случае, условившись относить температуру к вполне определенному пункту поверхности нагрева, мы будем получать из уравнения величину темпера-



Черт. 54.



Черт. 55.

туры при различных форсировках B_n ; во втором случае формула (112) дает закон постепенного понижения температуры газового потока по мере удаления его от топки и является в этом смысле эмпирическим выражением закона теплоотдачи $T = f(H)$. При этом оказывается, что кривая изменения температур газов в дымогарных трубах, нанесенная по формуле (112), ближе подходит к уравнению Rankin'a, чем Redtenbacher'a, как показывает черт. 56, где все три кривые нанесены для конкретного примера одного из опытов с котлом паровоза серии О⁰ (товарный бесперегревный) на нефтяном отоплении при интенсивности горения $Y \approx 330 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Более общий вид предыдущей формулы для любого сорта топлива и режима топки:

$$T = 1350 \cdot \sqrt[1.6]{\frac{\frac{\mu B_n \cdot K}{H} + 4400}{\frac{\mu B_n \cdot K}{H} + 223000}} \quad (113)$$

где μ — коэффициент, учитывающий потери от уноса и провала.

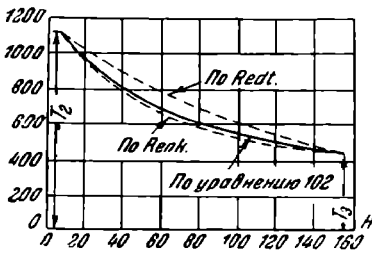
Ниже в таблице приведены значения T , подсчитанные по этой формуле для различных значений $\frac{\mu B_n K}{H}$, а на черт. 57 дан график величин T .

$\frac{\mu B_n K}{H}$	6000	10000	20000	30000	40000	50000	60000	100000	200000	300000	400000	500000	600000	800000	1000000
T	190°	237°	321°	388°	444°	493°	536°	666°	857°	962°	1030°	1078°	1113°	1162°	1195°

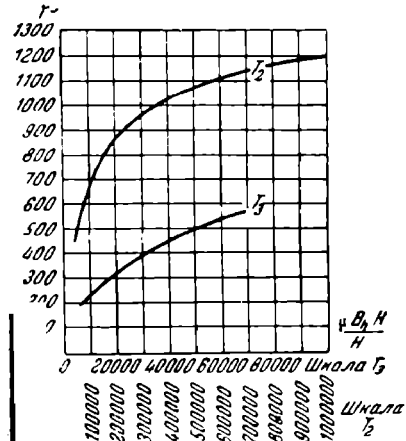
Относительно формулы (113) необходимо заметить следующее. Будучи отнесена к плоскости задней трубчатой решетки, т. е.

$$T_2 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{\mu B_h K}{H_m} + 4400}{\frac{\mu B_h K}{H_m} + 223000}}, \quad (113a)$$

эта формула дает весьма близкие к истинным значения температуры T_2 . Что же касается температуры уходящих газов, то формула (113a) дает лишь грубо ориентировочные значения T_3 , так как не отражает влияния на эту



Черт. 56.



Черт. 57.

температуру таких несомненных факторов радиус сечения r . Специальное исследование уточненному виду формулы:

$$T_3 = r^{0,15} \left(1400 + \frac{660000}{\frac{L}{r} + 105} \right) \sqrt[1,6]{\frac{\frac{\mu B_h K}{H_k + H_d} + 4400}{\frac{\mu B_h K}{H_k + H_d} + 223000}}. \quad (113b)^1$$

В случае перегретого паровоза величина r определяется как средняя для всего сечения трубчатой части котла, т. е.

$$r = \frac{\Omega_{жк} + \Omega_{\partial}}{\Pi_{жк} + \Pi_{\partial}} \quad (114)$$

где: $\Omega_{жк}$ и Ω_{∂} — площади живого сечения жаровых и дымогарных труб; $\Pi_{жк}$ и Π_{∂} — периметры сечений.

По одному из предыдущих эмпирических уравнений производится при проектировании новых паровозов предварительная ориентировочная оценка температуры уходящих газов; необходимая для составления приблизительного теплового баланса котла; окончательная же величина температуры T_3 определяется путем аналитического исследования процесса теплопередачи в трубах. Для этой последней цели мы располагаем следующими зависимостями:

1) уравнение теплопередачи:

$$(M + 2Nt_k) \ln \frac{T_2 - t_k}{T_3 - t_k} + 2N(T_2 - T_3) = K_{\partial} H_{\partial}; \quad (115)$$

¹ Подробный вывод этой полуэмпирической, полугеоретической формулы дан в статье автора, помещенной в вып. VII Трудов МЭМИИТ, стр. 29—51.

2) эмпирическое выражение для K_{∂} :

$$K_{\partial} = (6 + 2,45 \cdot \omega^{0,7}) \left(\frac{0,0115}{r_{\partial}} \right)^{0,214}; \quad (116)$$

3) выражение для средней скорости протекания газов по трубам:

$$\omega_{\partial} = \frac{1,07 \cdot 29,27 \cdot L_0 \alpha B_{H_2}^{\mu}}{10330 \cdot 3600 \cdot \varrho_{\partial}} \left(\frac{T_2 + T_3}{2} + 273 \right) = 0,8425 \frac{L_0 \alpha B_{H_2}^{\mu}}{10^6 \cdot \varrho_{\partial}} \left(\frac{T_2 + T_3}{2} + 273 \right). \quad (117)$$

При расчете вновь строящегося паровоза, считая, что размеры огневой коробки, а следовательно и величина T_2 выяснены уже предварительно, неизвестными в уравнениях (115), (116) и (117) являются величины T_3 , K_{∂} и ω_{∂} , которые определяются методом пробных подстановок.

Глава XIII

Сложная теплопередача в топочной камере. Соприкосновение и лучеиспускание. Коэффициент сложной теплопередачи. Опытные данные

Исследование процесса теплопередачи в дымогарных трубах привело нас к убеждению в чрезвычайной сложности явления. Лучшим доказательством этой сложности является то обстоятельство, что, несмотря на громадную практическую важность вопроса и возбуждаемый им широкий интерес в кругах специалистов, несмотря на массу опытных данных, вопрос этот до сих пор не получил исчерпывающего разрешения.

Все это в еще большей степени относится к паровозной топке, где тепло передается двумя способами: соприкосновением и лучеиспусканием (прямая отдача), причем точно разграничить оба эти количества тепла чрезвычайно трудно.

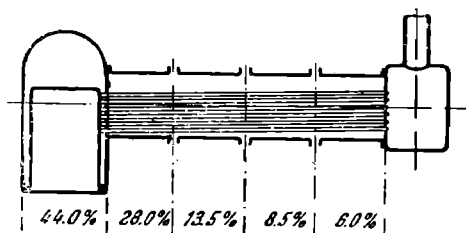
Благодаря главным образом влиянию лучеиспускания передача тепла через стенки топочной коробки происходит во много раз интенсивнее, чем в дымогарных трубах, так что топочная поверхность нагрева является наиболее активной. Применительно к современным паровозам можно сказать, что топка дает от 40 до 70% всего приготовляемого котлом пара.

Весьма интересные опыты с паровозным котлом производились инж. Geoffroy еще в 60-х годах прошлого столетия. Он разрезал цилиндрическую часть котла на четыре части (черт. 58), которые были затем снабжены днищами в виде железных листов с отверстиями для прохода дымогарных труб и установлены рядом в прежнем порядке.

Поверхность нагрева топки была равна $7,14 \text{ м}^2$, а каждого из четырех отделений — по $16,66 \text{ м}^2$. Количество испаренной воды замерялось отдельно как в топочной части, так и в каждом из отделений. Оказалось, что топкой испарено 44% всего пара, а каждым из цилиндрических барабанов последовательно: 28, 13,5, 8,5 и 6,0%.

При одной из опытных поездок с пассажирским паровозом серии Н^В были получены следующие результаты: топкой испарено 57% воды; первой четвертью длины дымогарных труб — 20,5%, второй — 9,50%, третьей — 8% и последней — 5%.

Полученные цифровые соотношения отнюдь нельзя однако считать как нечто постоянное; даже для одного и того же котла они сильно меняются в зависимости от условий работы: форсировки, степени избытка воздуха и т. д. В табл. 9 приведены некоторые данные, полученные при разработке четырех опытных поездок с одним из товарных паровозов.



Черт. 58.

Таблица 9

№ опыта	1	2	3	4
Интенсивн. горения $Y = \text{кг/м}^2 \cdot \text{час}$		185		410
Коэффициент избытка воздуха α	1,23	1,44	1,06	1,22
Количество испаренной топочной воды в процентах	56	47	48	41
Тепловое напряжение топки $q_m \text{ кал/м}^2 \cdot \text{час}$	145000	122000	217000	175000
Тепловое напряжение дымогарных труб $q_d \text{ кал/м}^2 \cdot \text{час}$	8500	10700	18000	19000

Цифры эти показывают, что:

1) при одной и той же форсировке с увеличением избытка воздуха уменьшается активность поверхности нагрева топки и повышается активность трубчатой части. Мы уже знаем теперь, что происходит это вследствие понижения температуры T_1 при неизменных T_2 и T_3 ;

2) при одном и том же избытке воздуха (опыты № 1 и 4) с увеличением форсировки активность поверхности труб возрастает быстро (с 8500 до 19000 кал), а для топочной поверхности — гораздо медленнее (с 145000 до 175000); способствуют этому, как не трудно догадаться, быстрое повышение, с увеличением Y , температуры T_2 и понижение T_1 ; такое сближение топочных температур вызывает относительное понижение испарительности топочной поверхности с 56 до 41%.

Количество тепла, передаваемого от одного тела к другому лучеиспусканием, выражается уравнением Больцмана:

$$Q_L = \sigma \cdot H_L \left[\left(\frac{T + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t + 273}{100} \right)^4 \right]. \quad (118)$$

где: σ — лучеиспускательная способность тела, т. е. количество тепла, которое передается в единицу времени 1 м² поверхности лучеиспускающего тела при температуре T° ;

H_L — поверхность лучеиспускающего тела.

В топке парового котла лучеиспускающей поверхностью является поверхность раскаленного топлива; в случае отопления углем ее принимают равной $1,5 - 2R$ (R — площадь колосниковой решетки); при нефтяном отоплении это будет поверхность нефтяного факела, которая может быть весьма различной при разных типах форсунок, топочных устройств и при равной интенсивности горения.

Точное определение из опыта величины коэффициента σ сопряжено с большими трудностями: σ зависит от материала и степени шероховатости поверхности, от степени ее загрязнения налетом того или иного вещества и может сильно варьировать в зависимости от различных случайных обстоятельств. Лабораторными опытами выяснено, что наибольшая лучеиспускающая способность абсолютно черного (т. е. не отражающего и не пропускающего сквозь себя лучистой теплоты) тела выражается цифрой 4,6; сажа обладает несколько меньшей лучеиспускающей способностью — 4,40 — 4,55; для шероховатых железных и чугунных поверхностей $\sigma = 4,40 - 4,45$; для котельных топок на основании опытных данных можно брать $\sigma = 4$.

Иногда формуле лучеиспускания (118) придают несколько иной вид, аналогичный формуле теплопередачи конвекцией:

$$Q_L = K_L \cdot H_m (T - t), \quad (119)$$

где по аналогии с предыдущим величина K_L может быть названа коэффициентом теплопередачи лучеиспусканием, а H_m — поверхность нагрева топочной коробки.

Из сравнения формул (118) и (119) находим:

$$K_L = \sigma \frac{H_L}{H_m} \frac{\left(\frac{T + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t + 273}{100} \right)^4}{T - t} = \sigma \frac{H_L}{H_m} \cdot a, \quad (120)$$

где

$$a = \frac{\left(\frac{T+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t+273}{100}\right)^4}{T-t}.$$

Для паровой топки температура t колеблется в весьма узких пределах и может быть принята равной 190° , что соответствует котловому давлению около 13 ат . В этом предположении на черт. 59 построена кривая изменений величины a в функции от $(T-190)$; пунктирная кривая, весьма близко подходящая к действительной, имеет уравнение

$$a = 0,44 \frac{(T-190)^2}{100},$$

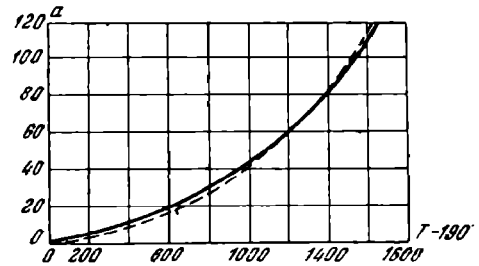
подставляя которое в выражение (120), получим:

$$\left. \begin{aligned} K_{\lambda} &= 0,000044 \cdot \sigma \cdot \frac{H_{\lambda}}{H_m} (T-190)^2, \\ Q_{\lambda} &= 0,000044 \cdot \sigma \cdot H_{\lambda} (T-190)^3. \end{aligned} \right\} \quad (121)$$

Метод определения лучеиспускающей способности σ при нормальных условиях работы котельной топки основан на предположении, что теплопередача соприкосновением через стенки топочной камеры подчиняется тем же законам, что и в дымогарных трубах, и обладает той же интенсивностью.

Распространяя на теплопередачу конвекцией в пределах топочной камеры общий закон охлаждения тел (107), имеем:

$$dQ = K_c \cdot dH (T - t_k)^{1,3} = -G_b \cdot B_h \cdot (c + 2\delta T) \cdot dT.$$



Черт. 59.

Выбирая пределы интегрирования T_1' и T_2 , где T_1' есть та температура, которая действительно устанавливается в топке после прямой отдачи (лучеиспускания), получаем:

$$\begin{aligned} K_c \cdot H_m &= 3(M + 2N \cdot t_k) \left[\frac{1}{(T_2 - t_k)^{0,33}} - \frac{1}{(T_1' - t_k)^{0,33}} \right] + \\ &+ 3N [(T_1' - t_k)^{0,67} - (T_2 - t_k)^{0,67}]; \end{aligned} \quad (122)$$

здесь K_c — коэффициент теплопередачи соприкосновением, одинаковый, повторяем, как для дымогарных труб, так и для топки.

Определяя из этого уравнения температуру T_1' , подсчитываем количество тепла, переданное в топке лучеиспусканием; оно равно, очевидно, разности теплосодержаний газов, соответствующих температурам T_1' и T_1 , т. е.:

$$Q_{\lambda} = (MT_1 + NT_1^2) - (MT_1' + NT_1'^2) = M(T_1 - T_1') + N(T_1^2 - T_1'^2).$$

Если принять далее, что передача лучистой теплоты происходит по закону Больцмана:

$$Q_{\lambda} = \sigma \cdot H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_m + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_k + 273}{100}\right)^4 \right],$$

то коэффициент σ определится следующим образом:

$$\sigma = \frac{M(T_1 - T_1') + N(T_1^2 - T_1'^2)}{H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_m + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_k + 273}{100}\right)^4 \right]}. \quad (123)$$

Практически влияние члена $\left(\frac{t_k + 273}{100}\right)^4$ на величину σ настолько незначительно, что его можно считать равным нулю.

Применяя предыдущее уравнение к разработке ряда опытов с паровозными котлами и полагая в нем, согласно указаниям экспериментальной техники стационарных котельных установок, $\sigma = 4$, можно при известной из опыта температуре T_m (средняя температура топки, измерявшаяся в четырех пунктах топочной коробки) определить величину H_A .

Оказывается, что для нефтяных топок H_A близка по величине к сумме площадей стенок топочной камеры, не заложенных кирпичом; при дровяном отоплении получены из опытов следующие значения H_A : для сырых березовых дров — $1,5-2R$, для очень сухих сосновых — до $2,5R$, где R — площадь колосниковой решетки.

Указанный метод определения температуры T'_1 также был применен при разработке опытов над типами паровозов русских железных дорог, причем вычисленные для отдельных опытов значения температуры T'_1 очень близко совпали с наблюдаемыми температурами, как показывает черт. 60; здесь кривая нанесена по данным аналитических подсчетов при помощи уравнения (122), а точки — по данным непосредственного опыта.

Выражение коэффициента теплопередачи лучеиспусканием было впервые предложено проф. Нольтейном в таком виде:

$$K_A = 0,514 \frac{R}{H_m} (T_1 - t_k); \quad (124)$$

между тем нами выше были установлены формулы (121), из которых первая по подстановке для угольного отопления $H_A = 2R$ и $\sigma = 4,0$ обращается в

$$K_A = 0,00035 \cdot \frac{R}{H_m} (T - t_k)^2 \quad (125)$$

и является формулой, вполне обоснованной теоретически, в то время как структуру формулы Нольтейна, а равно и величину числового коэффициента ее трудно объяснить, да и сам Нольтейн нигде в своих трудах не дает ее вывода.

Ввиду невыясненности опытным путем величины топочного коэффициента теплопередачи соприкосновением, практически гораздо удобнее пользоваться для исследования передачи тепла в топочной камере тем же уравнением, что и в дымогарных трубах:

$$(M + 2Nt_k) \ln \cdot \frac{T_1 - t_k}{T_2 - t_k} + 2N(T_1 - T_2) = K_m \cdot H_m, \quad (126)$$

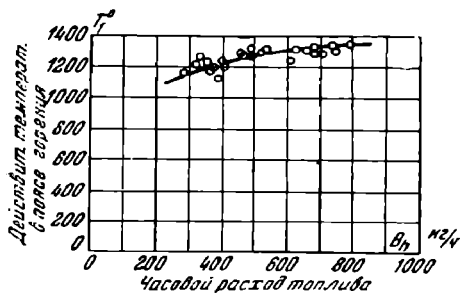
подразумевая под символом K_m — суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающий как теплопередачу соприкосновением, так и прямую отдачу.

Очевидно, что самый правильный путь для определения закона изменения величины K_m — сложного топочного коэффициента теплопередачи — заключается в том, чтобы выразить в функции от соответствующих основных факторов рабочего процесса топки все величины, входящие в правую часть уравнения (126).

Величины коэффициентов M и N для данного топлива, характеризующегося определенным химическим составом, являются функциями объемного содержания $(CO_2 + CO)$ в продуктах сгорания и прямо пропорциональны часовому расходу топлива:

$$B_A = YR. \quad (127)$$

Для каждого топлива закон изменения коэффициентов M и N в зависимости от $(CO_2 + CO)$ или от степени избытка воздуха α может быть исследован



Черт. 60.

с исчерпывающей точностью; так например, для нефтяных остатков оказывается

$$M = R \cdot Y \cdot (0,4 + 3,4 \alpha); \quad (128)$$

$$N = R \cdot Y \cdot (0,000044 + 0,0003 \alpha). \quad (129)$$

Принимая $t_k = 190^\circ$, получим следующие зависимости:

$$M + 2 \cdot N \cdot t_k = R \cdot Y [(0,4 + 3,4 \alpha) + 2 \cdot 190 \cdot (0,000044 + 0,0003 \alpha)] = R \cdot Y (0,44 + 3,5 \alpha)$$

$$2 \cdot N \approx 2 \cdot R \cdot Y (0,000044 + 0,0003 \alpha) = 0,0002 \cdot R \cdot Y \cdot (0,44 + 3,5 \cdot \alpha).$$

Значения температур T_1 и T_2 , входящих в уравнение (126), берем по формулам (70) и (112). Подставляя все эти величины в уравнение (126), получим

$$K_m = \frac{R}{H_m} \cdot Y \cdot (0,44 + 3,5 \cdot \alpha) \left\{ \ln \frac{10\,000}{3,5(\alpha + 0,0003 \cdot Y) + 1,2} \frac{190}{1350 \sqrt[1,6]{\frac{\mu \cdot Y \cdot K \cdot \frac{R}{H_m} + 4400}{\mu \cdot Y \cdot K \cdot \frac{R}{H_m} + 223\,000}}} + \right.$$

$$\left. + 0,0002 \cdot \left[\frac{10\,000}{3,5(\alpha + 0,0003 \cdot Y) + 1,2} - 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\mu \cdot Y \cdot K \cdot \frac{R}{H_m} + 4400}{\mu \cdot Y \cdot K \cdot \frac{R}{H_m} + 223\,000}} \right] \right\}, \quad (130)$$

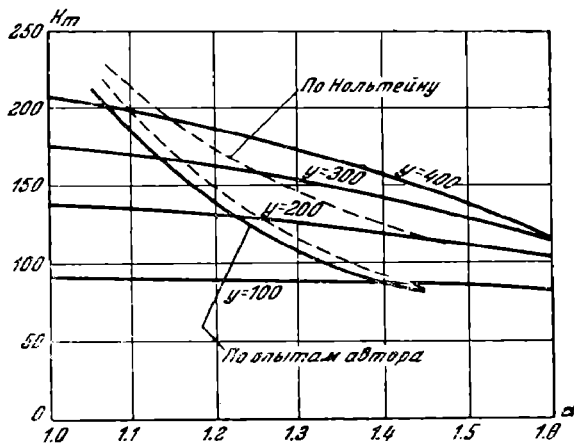
т. е. величина K_m является, как видим, функцией интенсивности горения, избытка воздуха и геометрической конфигурации топочной коробки:

$$K_m = \Phi \left(Y, \alpha, \frac{R}{H_m} \right).$$

В табл. 10, 11 и 12 даны значения K_m для нефтяного отопления при разных $Y, \alpha, \frac{R}{H_m}$, подсчитанные по формуле (130).

На черт. 61 нанесены по табл. 10 значения $K_m = f(\alpha)$ при разных интенсивностях горения.

В главе VI мы говорили, что на каждом паровозе при неизменном отверстии конуса автоматически устанавливается вполне определенная зависимость между интенсивностью горения и коэффициентом избытка воздуха.



Черт. 61.

Таблица 10

		$\frac{R}{H_m} = 1/8$							
$\gamma \backslash \alpha$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	T_2	
100	90,2	90,3	90,5	89,8	88,9	87,3	85,3	807	
150	114,1	113,3	112,4	110,4	108,1	104,0	99,2	911	
200	138,0	135,3	131,8	127,0	121,5	115,3	106,1	988	
250	156	152	148	142	135	124	112	1036	
300	176	171	164	156	143	130	115	1073	
350	192	183	173	162	146	135	116	1103	
400	207	198	186	172	156	139	117	1131	

Таблица 11

$\frac{R}{H_m} = 1/5$								
$\alpha \backslash Y$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	T_2
100	101	101	100	99	97	95	92	857
150	130	127	124	122	119	113	106	955
200	156	151	147	140	133	125	113	1030
250	178	172	166	161	147	134	120	1075
300	199	190	182	171	156	143	124	1112
350	217	208	197	183	165	147	125	1133
400	237	225	210	192	170	148	123	1161

Таблица 12

$\frac{R}{H_m} = 1/4$								
$\alpha \backslash Y$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	T_2
100	117	116	114	112	108	105	100	917
150	133	147	142	137	130	126	117	1011
200	183	177	169	160	149	136	122	1077
250	207	199	190	178	165	146	127	1125
300	234	223	211	194	174	155	130	1152
350	252	240	227	208	187	160	132	1176
400	281	263	244	220	193	164	129	1193

График черт. 61 построен для $\frac{R}{H_m} = 1/6$; это геометрическое соотношение осуществлено в товарном паровозе серии О^о, испытанном опытными поездками в 1913 г. на быв. Николаевской (ныне Октябрьской) ж. д.

Зависимость $Y = \varphi(\alpha)$ была получена для этого паровоза в следующем виде:

Таблица 13

Y	100	200	300	400
α	1,39	1,21	1,13	1,07

На основании данных этой таблицы мы можем на каждой из кривых черт. 61 наметить точку, соответствующую действительно наблюдаемой при опытах величине топочного коэффициента теплопередачи, а соединяя эти точки плавной кривой, получаем для данного паровоза диаграмму действительных изменений этой величины.

Формула Нольтейна для сложного топочного коэффициента теплопередачи имеет вид:

$$K_m = 54 + 0,515 \cdot \frac{R}{H_m} (T_1 - t_k). \quad (131)$$

Определяя величину температуры T_1 для значений Y и α , приведенных в табл. 13, по формуле

$$T_1 = \frac{10000}{3,5 (\alpha + 0,0003 \cdot Y) + 1,2} \quad (132)$$

и коэффициент теплопередачи по формуле (131), получаем следующие величины:

Таблица 14

γ	α	T_1	K_m по Нольтейну
100	1,39	1621	121
200	1,21	1772	169
300	1,13	1828	200
400	1,07	1864	226

Нанося эти величины на черт. 61, мы видим, что формула Нольтейна дает для нефтяного отопления значения K_m , преувеличенные в среднем на 30%.

Причина этого расхождения лежит главным образом в неправильной оценке Нольтейном величины коэффициента теплопередачи соприкосновением, который принят в формуле (131) равным 54 кал. Принимая вместо этой цифры величину $K_c = 2 + 2\sqrt{\bar{Y}}$, которая, как мы видели, гораздо ближе выражает действительную интенсивность теплопередачи, получаем

$$K_m = 2 + 2\sqrt{\bar{Y}} + 0,514 \cdot \frac{R}{H_m} \cdot (T_1 - t_n). \quad (133)$$

Кривая по этому уравнению нанесена пунктиром на черт. 61 и дает отступления от действительной кривой всего на 5—7%.

Согласно выражению (129) и припоминая, что величины M и N могут быть выражены в виде

$$M = B_h f(\alpha) \quad \text{и} \quad N = B_h \psi(\alpha),$$

а

$$T = \varphi\left(\frac{B_h}{H}\right),$$

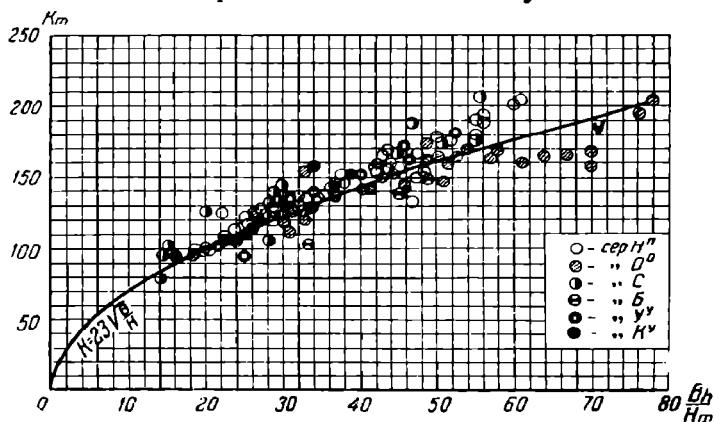
можно написать общее выражение для топочного коэффициента теплопередачи в виде

$$K_m = \frac{B_h}{H_m} \cdot \Phi\left(\frac{B_h}{H_m}, \alpha\right)$$

или наконец, принимая во внимание, что коэффициент избытка воздуха колеблется для разных паровозов на нефтяном отоплении сравнительно в узких пределах:

$$K_m \approx \frac{B_h}{H_m} \cdot \Phi\left(\frac{B_h}{H_m}\right).$$

С целью проверить существование этой зависимости на черт. 62 нанесены значения K_m для отдельных опытных поездок с разными сериями паровозов в функции от фактора $\frac{B_h}{H_m}$. Группировка точек получается, как видим, достаточно закономерная, и кривая, нанесенная по уравнению



Черт. 62.

$$K_m = 23 \sqrt{\frac{B_h}{H_m}}, \quad (134)$$

выражает закон изменения топочного коэффициента теплопередачи с точностью до 6%.

В более общем случае формула может быть переписана в виде:

$$K_m = 0,23 \sqrt{\frac{\mu \cdot K \cdot B_h}{H_m}}. \quad (135)$$

Аналогичная зависимость наблюдается, как мы видели выше, и для теплопередачи в трубах, где мы имеем:

$$K_d = 0,15 \sqrt{\frac{\mu \cdot B_h \cdot K}{H}}$$

Оба последние уравнения весьма просты и удобны для всякого рода подсчетов интенсивности теплопередачи, не требующих особенной точности.

Применим теперь полученные нами общие выводы относительно интенсивности теплопередачи в паровозной топке к частному случаю паровоза серии Н^В в условиях разрабатываемой нами опытной поездки.

Определим сначала величину сложного топочного коэффициента теплопередачи по точной формуле (130); имеем:

$$\begin{aligned} \frac{R}{H_m} &= \frac{2,2}{12,5} = 0,176; \\ Y &= \frac{503}{2,2} = 229 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}; \\ \alpha &= 1,122; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_m &= 0,176 \cdot 229 (0,44 + 3,5 \cdot 1,122) \left\{ \ln \frac{\frac{10\,000}{3,5(1,122 + 0,0003 \cdot 229) + 1,2} + 190}{1,6 \sqrt{\frac{229 \cdot 10\,000 \cdot 0,176 + 4400}{229 \cdot 10\,000 \cdot 0,176 + 223\,000}} - 190} \right. \\ &+ 0,0002 \left[\frac{10\,000}{305(1,122 + 0,0003 \cdot 229) + 1,2} - 1350 \sqrt{\frac{229 \cdot 10\,000 \cdot 0,176 + 4\,400}{229 \cdot 10\,000 \cdot 0,176 + 223\,000}} \right] \left. \right\} = \\ &= 149,9 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ. \end{aligned}$$

Формула Нольтейна дает:

$$\begin{aligned} K_m &= 2 + 2 \sqrt{229} + 0,514 \cdot 0,176 \cdot \left(\frac{10\,000}{3,5(1,122 + 0,0003 \cdot 229) + 1,2} - 190 \right) = \\ &= 183,3 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ, \end{aligned}$$

т. е. на 22% больше действительной величины K_m . Наконец по упрощенной эмпирической формуле (135) получим:

$$K_m = 0,23 \sqrt{\frac{503 \cdot 9900}{12,5}} = 145,9 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ.$$

Глава XIV

Влияние на процесс сгорания размеров площади колосниковой решетки, объема топки и камеры догорания

Чрезвычайно важным и слабо выясненным вопросом паровозной теплотехники является вопрос о влиянии относительных размеров огневой коробки и общей поверхности нагрева котла на экономичность его работы. Попробуем пролить свет на этот вопрос на основе тех теоретических и экспериментальных сведений, которыми мы располагаем.

Рассмотрим паровозный котел (черт. 63) с общей испаряющей водяной поверхностью нагрева $H = 200 \text{ м}^2$, работающий на угле следующего состава:

$$73,7 \cdot C + 4,32 \cdot H + 2,24 \cdot O + N + 1,74 \cdot S + 4 \cdot W + 13 \cdot A.$$

Рабочая теплопроизводительность угля $K = 6850 \text{ кал/кг}$, и часовой расход

$$B_h = 1\,200 \text{ кг/час.}$$

Химическая характеристика угля:

$$\beta_0 = 2,37 \frac{4,32 - \frac{2,24}{8}}{73,7} = 0,13.$$

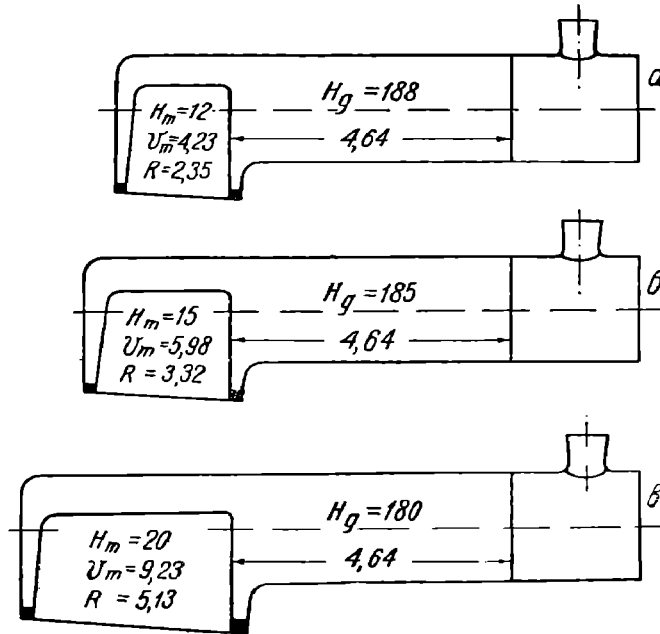
1-й вариант (черт. 63, а):

$$H_m = 12 \text{ м}^2; H_0 = 188 \text{ м}^2.$$

При $H_m = 12$ при простой прямоугольной форме огневой коробки отношение $\frac{H_m}{R}$ близко к цифре 5,1, как показывает практика построенных паровозов.

Поэтому площадь колосниковой решетки:

$$R = \frac{12}{5,1} = 2,35 \text{ м}^2$$



Черт. 63.

и напряжение решетки:

$$Y = \frac{B_h}{R} = \frac{1200}{2,35} = 511 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Беря среднюю высоту огневой коробки $h = 1,8 \text{ м}$, имеем топочный объем:

$$V_m = 2,35 \cdot 1,8 = 4,23 \text{ м}^3;$$

потеря от химического недогорания подсчитана по эмпирической формуле (65); условно распространяя эту формулу с поправочным коэффициентом 0,7 и на случай угольного отопления, что, вообще говоря, недалеко от истины:

$$q'_2 = \left[0,00017 \left(\frac{1200}{4,23} \right)^2 + \frac{120}{\frac{1200}{4,23} + 1,6} \right] 0,7 = 9,97\%.$$

Потерю от уноса и провала для случая форсированной работы решетки ($Y = 511$) берем равной:

$$q'_2 = 20,0\%, \text{ т. е. } \mu = 0,80.$$

УДКУНТ
(ДИП)

Для определения вероятного состава продуктов сгорания, задаваясь $\alpha = 1,5$, находим:

$$1,5 = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2 - 0,5 CO}{100 - CO_2 - CO - O_2}};$$

$$0,0997 = 56,9 \cdot C \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot \frac{\mu}{K} = 56,9 \cdot 73,7 \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot \frac{0,80}{6850};$$

$$CO = \frac{21 - 1,13 CO_2 - O_2}{0,605 + 0,13}.$$

Решая систему уравнений, находим:

$$CO_2 = 9,67;$$

$$CO = 2,47;$$

$$O_2 = 8,28.$$

После этого:

$$M = 1200 \cdot \mu \left(0,55 \frac{73,7}{9,67 + 2,47} + 0,0021 \cdot 73,7 + 0,0406 \cdot 4,32 + 0,0045 \cdot 4 \right) = 3540;$$

$$N = 1200 \cdot \mu \left(0,0000445 \cdot \frac{73,7}{9,67 + 2,47} + 0,0000013 \cdot 73,7 + \right. \\ \left. + 0,0000044 \cdot 4,32 + 0,0000005 \cdot 4 \right) = 0,3715;$$

$$Q_0 = 1200 \cdot 6850 = 8220000 \text{ кал/час};$$

$$Q_2' = 0,0997 \cdot 8220000 = 819000 \text{ кал/час};$$

$$Q_2'' = 0,2 \cdot 8220000 = 1644000 \text{ кал/час}.$$

Для определения действительной температуры горения [формула (69)] имеем:

$$8220000 - (819000 + 1644000) = 3540 T_1 + 0,3715 T_1^2,$$

откуда

$$T_1 = 1416^\circ.$$

Пишем далее уравнение теплопередачи для огневой коробки:

$$(3540 + 2 \cdot 0,3715 \cdot 190) \ln \frac{1416 - 190}{T_2 - 190} + 2 \cdot 0,3715 (1416 - T_2) = \\ = 0,23 \sqrt{\frac{6850 \cdot 1200 \cdot 0,80}{12}} \cdot 12,$$

откуда:

$$T_2 = 958^\circ.$$

Беря дымогарные трубы обычного диаметра 46/51 мм и зная их длину $L = 4,64$ м, подсчитываем число труб:

$$n = \frac{188}{\pi \cdot 0,051 \cdot 4,64} = 254 \text{ трубы}.$$

Огневая поверхность нагрева труб:

$$H_{\text{газ}} = 188 \cdot \frac{0,046}{0,051} = 169,57 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения

$$\Omega_{\text{д}} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,046^2 \cdot 254 = 0,422 \text{ м}^2.$$

Обращаясь к протеканию теплопередачи в дымогарных трубах, имеем следующие зависимости:

$$(3540 + 2 \cdot 0,3715 \cdot 190) \ln \frac{958 - 190}{T_3 - 190} + 2 \cdot 0,3715 (958 - T_2) = K_{\text{д}} 169,57; \quad (136)$$

$$K_{\partial} = 6 + 2,45 \cdot \omega_{\partial}^0 \cdot 7; \quad (137)$$

$$\omega_{\partial} = 0,8425 \cdot \frac{L_0 \cdot 1,5 \cdot 1200 \cdot 0,80}{10^6 \cdot 0,422} \left(\frac{958 + T_3}{2} + 273 \right), \quad (138)$$

где

$$L_0 = \frac{1}{23,6} \left(\frac{8}{3} \cdot 73,7 + 8 \cdot 4,32 + 1,74 - 2,24 \right) = 9,77,$$

после чего уравнение (138) примет вид:

$$\omega_{\partial} = 0,0282(752 + 0,5 T_3). \quad (139)$$

Решая способом пробных подстановок систему уравнений (136), (137) и (139) находим:

$$\begin{aligned} T_3 &= 400^{\circ}; \\ \omega_{\partial} &= 26,85; \\ K_{\partial} &= 30,53. \end{aligned}$$

Подсчитываем потерю тепла с отходящими газами:

$$Q_3 = 3540 \cdot 400 + 0,3715 \cdot 400^2 = 1\,475\,000 \text{ кал/час};$$

$$q_3 = \frac{1\,475\,000}{8\,220\,000} \cdot 1\,000 = 17,95\%.$$

Принимая сумму остальных тепловых потерь, не зависящих от размеров топки, т. е. потери на наружное охлаждение котла и на самообслуживание котла,

$$q_4 + q_5 = 6\%,$$

находим коэффициент полезного действия котла:

$$\eta_{\kappa} \% = 100 - (9,97 + 20,00 + 17,95 + 6,00) = 46,08\%.$$

Принимая наконец, что на приготовление в котле 1 кг рабочего пара давлением 13 кг/см² с влажностью в 5% из воды температурой 10° затрачивается около 637 кал, найдем количество пара, приготовляемого котлом в 1 час:

$$B_m = \frac{8\,220\,000 \cdot 0,4608}{637} = 5950 \text{ кг/час}.$$

2-й вариант (черт. 63, б):

$$H_m = 15 \text{ м}^2; H_{\partial} = 185 \text{ м}^2;$$

$$\frac{H_m}{R} = 4,52;$$

$$R = \frac{15}{4,52} = 3,32 \text{ м}^2;$$

$$Y = \frac{1200}{3,32} = 362 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч};$$

$$V_m = 3,32 \cdot 1,8 = 5,98 \text{ м}^3;$$

$$\frac{B_m}{V_m} = \frac{1200}{5,98} = 200 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{ч};$$

$$q_2' = 0,7 \left(0,00017 \cdot 200^2 + \frac{120}{200 + 1,6} \right) = 5,4\%.$$

Потерю q_2'' считаем приблизительно пропорциональной квадрату напряжения колосниковой решетки; поэтому на основании предыдущего варианта находим:

$$q_2'' = 20,0 \left(\frac{362}{511} \right)^2 = 10,0\%;$$

$$\mu = 0,90.$$

Имеем уравнения сгорания:

$$1,5 = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2 - 0,5 CO}{100 - CO_2 - CO - O_2}};$$

$$0,054 = 56,9 \cdot 73,7 \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot \frac{0,9}{6850};$$

$$CO = \frac{21 - 1,13 \cdot CO_2 - O_2}{0,735};$$

решая их, находим:

$$CO_2 = 11,00;$$

$$CO = 1,20;$$

$$O_2 = 7,64.$$

После этого находим последовательно, совершенно так же, как и в предыдущем варианте:

$$M = 3964; N = 0,4165;$$

$$Q_2' = 8\,220\,000 \cdot 0,054 = 444\,000;$$

$$Q_2'' = 8\,220\,000 \cdot 0,10 = 822\,000;$$

$$8\,220\,000 - (444\,000 + 822\,000) = 3964 \cdot T_1 + 0,4165 \cdot T_1^2,$$

откуда

$$T_1 = 1514^\circ.$$

Теплопередача в топке протекает по уравнению:

$$9481 \lg \frac{1514 - 190}{T_2 - 190} + 0,8330 (1514 - T_2) = 0,23 \sqrt{\frac{6850 \cdot 1200 \cdot 0,9}{15}} \cdot 15,$$

откуда

$$T_2 = 1002^\circ.$$

Число дымогарных труб:

$$n = \frac{185}{\pi \cdot 0,051 \cdot 4,64} = 250;$$

$$H_{\partial}^{газ} = 185 \cdot \frac{0,016}{0,051} = 166,8 \text{ м}^2;$$

$$\Omega_{\partial} = \frac{\pi \cdot 0,046^2 \cdot 250}{4} = 0,415 \text{ м}^2.$$

Уравнения, характеризующие теплопередачу в дымогарных трубах:

$$9481 \lg \frac{1002 - 190}{T_3 - 190} + 0,8330 (1002 - T_3) = K_{\partial} 166,8; \quad (140)$$

$$K_{\partial} = 6 + 2,45 \cdot w_{\partial}^{0,7}; \quad (141)$$

$$w_{\partial} = 0,0322 (774 + 0,5 \cdot T_3). \quad (142)$$

При совместном решении системы этих уравнений находим:

$$T_3 = 425^\circ;$$

$$w_{\partial} = 31,78 \text{ м/сек};$$

$$K_{\partial} = 33,53 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ;$$

$$Q_3 = 3964 \cdot 425 + 0,4165 \cdot 425^2 = 1\,760\,000 \text{ кал/час};$$

$$q_3 = \frac{1\,760\,000}{8\,220\,000} \cdot 100 = 21,41\%;$$

$$\eta_{\text{к}} \% = 100 - (5,40 + 10,00 + 21,41 + 6,00) = 57,19\%;$$

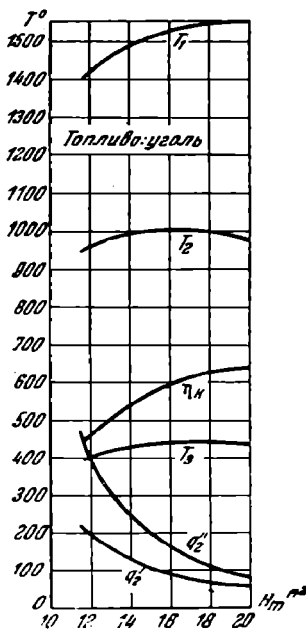
$$B_m = \frac{8220000 \cdot 0,5719}{637} = 7380 \text{ кг/час.}$$

Точно таким же путем исследуем и 3-й вариант (черт. 63, в).
Результаты исследования представлены в табл. 15 и на графике черт. 64

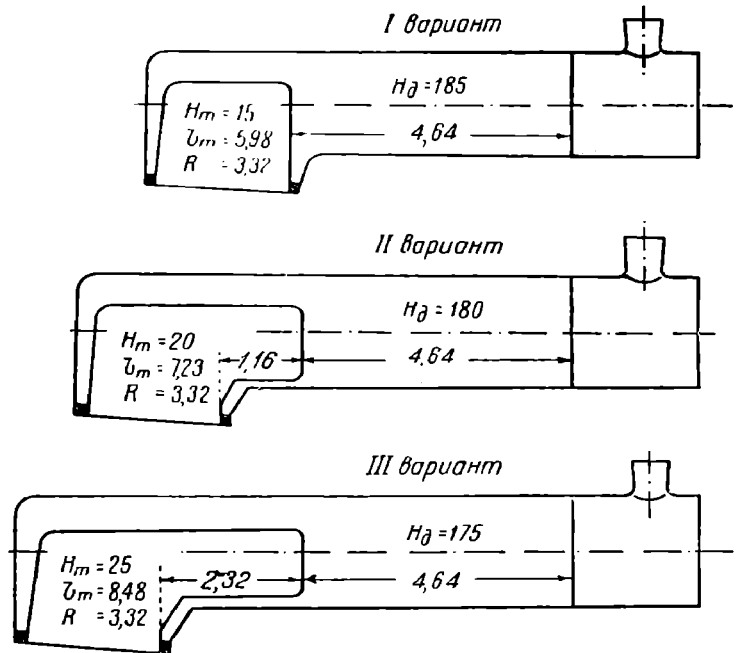
Таблица 15

H_m	12	15	20	M^2	M	3540	3964	4214	%
$\frac{H_m}{R}$	5,10	4,52	3,90	—	N	0,3715	0,4165	0,4428	—
R	2,35	3,32	5,13	M^2	T_1	1416	1514°	1555°	°Ц
n	254	250	242	—	T_2	958°	1002°	980°	»
H_d^{2a3}	169,57	166,80	162,35	M^2	T_3	400°	425°	428°	»
q_d	0,422	0,415	0,402	»	K_d	30,53	33,53	35,26	кал/ $M^2 \cdot ч \cdot 1^\circ$
Y	511	362	234	кг/ $M^2 \cdot ч$	w_d	26,85	31,78	34,58	м/сек
q_2'	9,97	5,40	3,07	%	$q_4 + q_5$	17,95	21,41	22,93	»
q_2''	20,0	10,0	4,2	»	η_k	6,00	6,00	6,00	»
CO_2	9,67	11,00	11,58	»	B_m	46,08	57,19	63,80	»
CO	2,47	1,20	0,64	»		5950	7380	8240	кг/час
O_2	8,28	7,64	7,44	»					

В последнее время в связи с все возрастающей мощностью и размерами паровозов сначала в США, а потом в Западной Европе и в СССР начали распространяться специальные типы топок с так называемыми камерами догорания и термосифонами. Эти устройства увеличивают поверхность



Черт. 64.



Черт. 65.

нагрева огневой коробки, в связи с чем несколько понижается температура отходящих газов, т. е. повышается степень использования топлива. Камеры догорания кроме того увеличивают объем топочного пространства, чем способствуют уменьшению потерь от химического недогорания.

Проследим на конкретном примере влияние камеры догорания на работу котла. В качестве примера возьмем тот же самый котел, с которым мы уже имели дело в предыдущем изложении, имеющий $H_m = 15 M^2$, $H_d = 185 M^2$, $R = 3,32 M^2$, $V_m = 5,98 M^3$ и 250 дымогарных труб диаметром 46/51 мм. На черт. 65 представлены эскизно варианты этого котла с камерами догорания различной длины.

Вариант I уже подробно обследован нами в предыдущем изложении, и все факторы работы этого котла установлены.

Вариант II.

Объем камеры догорания, изображенной на черт. 66, при длине ее 1,16 м составляет 1,25 м³, а поверхность (боковая) — 5,0 м². Ввиду этого имеем:

$$\frac{B_h}{V_m} = \frac{1200}{5,98 + 1,25} = 166 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{ч}$$

и величину потери от химического недогорания:

$$q_2' = \left(0,00017 \cdot 166^2 + \frac{120}{166 + 1,6} \right) 0,7 = 4,2\%$$

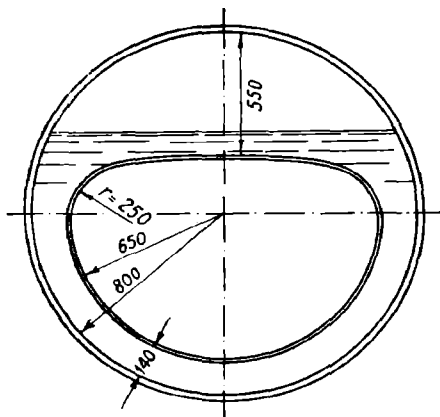
Величина q_2 остается та же, что и в варианте I, так как площадь колосниковой решетки и ее напряжение не меняются.

Метод дальнейшего подсчета для этого варианта всех рабочих характеристик остается прежним, а результаты подсчета сведены в табл. 16, так же, как и для варианта III с камерой догорания длиной 2,32 м. Графическая сводка дана на черт. 67.

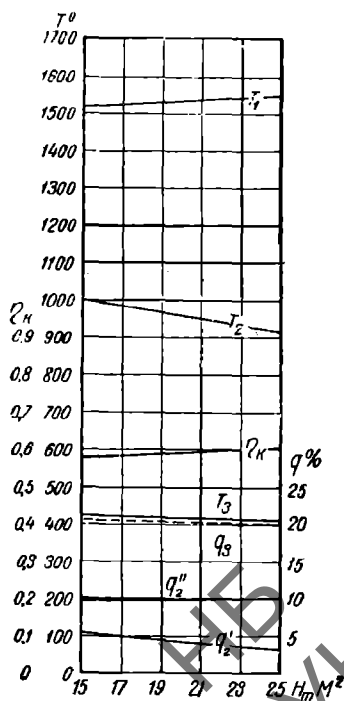
Таблица 16

H_m	15	20	25	м^2	$H_0^{2аз}$	166,8	162,3	157,9	м^2
R	3,32	3,32	3,32	»	n	250	242	235	—
Y	362	362	362	$\text{кг/м}^3 \cdot \text{ч}$	Q_0	0,415	0,402	0,390	м^2
q_2'	5,4	4,2	3,2	%	T_1	1514	1532	1549	$^{\circ}\text{C}$
q_2''	10,0	10,0	10,0	»	T_2	1002	955	913	»
CO	1,20	0,93	0,71	»	T_3	425	417	410	»
CO ₂	11,00	11,27	11,49	»	K_0	33,53	33,57	33,96	$\text{кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}$
O ₂	7,64	7,57	7,51	»	w_0	31,78	31,81	32,07	м/сек
M	3964	3964	3964	—	q_3	21,41	20,99	20,62	%
N	0,4165	0,4165	0,4165	—	$q_4 + q_5$	6,00	6,00	6,00	»
					η_k	57,19	58,81	60,81	»

Данные этой таблицы показывают, что изменение даже в очень широких пределах величины поверхности нагрева огневой коробки присоединением к ней камер догорания или термосифонов без увеличения площади колосниковой решетки вызывает ничтожные изменения температуры отходящих газов и следовательно не может заметно изменить величину коэффициента полезного действия котла. В



Черт. 66.



Черт. 67.

самом деле, даже присоединение к котлу камеры догорания длиной около 2,5 м повышает к. п. д. котла всего на 6%, а температуру уходящих газов сни-

жает всего на 15°. В то же время благодаря значительному снижению температуры T_2 при наличии камеры догорания и термосифонов температура перегрева пара в перегревных паровозах снижается на 20—30° и более, что заметно понижает к. п. д. машины и всего паровоза. Сколько-нибудь заметного уменьшения химической неполноты сгорания в топках с камерами догорания не наблюдается, как это показали недавние испытания паровозов серий Т^А, Т^В и ФД.

Несмотря на высказанные соображения и на дороговизну и сложность топочных устройств с камерами догорания в ремонте, их приходится иногда ставить на котлах мощных паровозов с длинной колесной базой во избежание постановки слишком длинных дымогарных труб, легко поддающихся засорению и прогибанию, а также из соображений развески, так как камера догорания позволяет передвинуть центр тяжести котла вперед. Что касается термосифонов, то постановка их не обуславливается подобной практической необходимостью. Их прямое назначение — создавать энергичную циркуляцию воды в котле, что особенно важно при наличии длинных камер догорания, которые сильно ухудшают циркуляцию.

Насколько удовлетворительно термосифоны выполняют эту задачу, — до сих пор не установлено, отрицательные же качества их весьма ощутительны. Термосифоны понижают температуру газов у огневой решетки, снижая тем самым перегрев пара; уменьшают объем огневой коробки; создают бурлящее зеркало испарения, способствуют увлажнению рабочего пара; они увеличивают вес толки и удорожают как стоимость самой толки, так и расходы по ее ремонту.

Что касается увеличения площади колосниковой решетки (а параллельно с этим и увеличения H_m и V_m), то это мероприятие для угольных паровозов дает весьма благоприятные результаты, как это показывают данные черт. 67. При увеличении площади решетки с 3,32 до 5,13 м² повышение к. п. д. котла достигает почти 12%, причем температура газов при входе в трубы почти не снижается, так что угроза снижения перегрева пара отпадает.

Глава XV

Потеря тепла с отходящими газами и методы ее определения

Закончив исследование вопроса о законах теплопередачи как в дымогарных трубах, так и в топочной камере паровозного котла, а также установив закон изменения температуры отходящих газов, переходим к дальнейшему изучению распределения тепла, полученного за счет сгорания топлива.

Схема этого распределения, или так называемое уравнение теплового баланса, применительно к котельной установке может быть написана в следующем общем виде:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6; \quad (143)$$

здесь: Q_0 — располагаемое тепло, получаемое при сгорании и вносимое в топку с топливом и воздухом;

Q_1 — полезное тепло, пошедшее на испарение, а в случае перегревного паровоза и на перегрев пара;

Q_2 — потери тепла в топке (механические и химические);

Q_3 — потеря тепла с уходящими газами;

Q_4 — потеря тепла в окружающую среду через обшивку котла;

Q_5 — расход тепла на служебные надобности (пульверизация и подогрев нефти, паровая машина и распределительная головка стокера, приведение в действие сифона и насоса тормоза Вестингауза);

Q_6 — неучитываемые потери, унос в трубу, сажа и т. д.

Величины Q_0 и Q_2 были нами исчерпывающе обследованы в предыдущем изложении с точки зрения их качественного и количественного анализа и методов их определения.

Переходим теперь к рассмотрению самой существенной тепловой потери — с уходящими газами. Для определения величины Q_3 нам необходимо знать

количество отходящих газов, их температуру в момент выхода из дымогарных труб и теплоемкость, соответствующую этой температуре.

Вес углекислоты в продуктах сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива с содержанием углерода в количестве C весовых процентов, выражается через $\frac{11}{3} C$ кг, как это не трудно вывести из рассмотрения реакции полного сгорания углерода, выраженной в атомных весах.

Вес водяных паров, перемешанных с продуктами горения: $(9H + W)$ кг.

Вес азота в том количестве поступившего в топку воздуха, которое является теоретически необходимым для горения, выражается следующим образом (пренебрегая содержанием серы в топливе):

$$\frac{0,764}{0,236} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right);$$

включая же сюда и азот, содержащийся в самом топливе в количестве N весовых процентов:

$$\frac{0,764}{0,236} \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] + N = 8,63 C + 25,89 H - \frac{O}{8} + N;$$

наконец вес избыточно введенного в топку воздуха составляет:

$$\frac{1}{23,6} \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] (\alpha - 1).$$

Обозначая через T_3 температуру отходящих газов, а через c, c', c'' и c''' весовые теплоемкости при постоянном давлении воздуха, азота, углекислоты и водяных паров в кал/кг, получаем на основании предыдущего следующее выражение для тепловой потери с отходящими газами на каждый кг сожженного топлива:

$$\left\{ \left[11,3 \cdot C + 33,9 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] (\alpha - 1) \cdot c + \left[8,63 C + 25,89 \left(H - \frac{O}{8} \right) + N \right] \cdot c' + 3,67 C \cdot c'' + (9H + W) \cdot c''' \right\} \cdot T_3,$$

откуда полная часовая потеря при сжигании B_h кг топлива будет:

$$Q_3 = \left\{ \left[11,3 C + 33,9 \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] (\alpha - 1) \cdot c + \left[8,63 \cdot C + 25,89 \left(H - \frac{O}{8} \right) + N \right] \cdot c' + 3,67 C \cdot c'' + (9H + W) c''' \right\} B_h \cdot T_3. \quad (144)$$

При пользовании этой формулой надо помнить, что теплоемкости отдельных составляющих продуктов сгорания суть функции температуры, выражаемые формулами вида

$$a + bT$$

При более или менее однородном составе продуктов горения, что соответствует нормальным условиям работы большинства стационарных котельных установок, со свойственной им мало меняющейся внешней нагрузкой, оказывается возможным значительно упростить формулу (144), заменяя в ней

$$\Sigma G \cdot c = G_b(c)_m,$$

т. е. вводя, вместо суммы произведений весов отдельных газовых составляющих на их теплоемкости, произведения суммарного веса продуктов сгорания

$$G_b = L_0 + 1$$

на среднюю теплоемкость газовой смеси.

Припоминая, что

$$L_0 = L_0 \cdot \alpha = \frac{1}{0,236} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \cdot \alpha,$$

получим:

$$Q_3 = \left(1 + a \frac{\frac{8}{3}C + 8H - O}{0,236} \right) c_m \cdot B_h \cdot T_3. \quad (145)$$

Обществом германских инженеров предложена формула для определения потери с отходящими газами, основанная на следующих соображениях. Продукты горения состоят из сухих газов и водяных паров. Объем сухих газов, образующихся при сжигании 1 кг топлива, выражается, как нам известно, через

$$\frac{C}{0,54(CO_2 + CO)} \text{ м}^3;$$

объем водяных паров равен:

$$\frac{1}{0,814}(9H + W) \text{ м}^3;$$

называя через $(c'_m)_v$ среднюю объемную теплоемкость сухих продуктов горения в кал/м^3 , а через $(c''_m)_v$ — объемную теплоемкость водяного пара, имеем:

$$Q_3 = \left[\frac{C}{0,54(CO_2 + CO)} \cdot (c'_m)_v + \frac{(9H + W)}{0,814} \cdot (c''_m)_v \right] B_h \cdot T_3; \quad (146)$$

при температуре отходящих газов, мало отличающейся от 200° , рекомендуется брать в последней формуле:

$$(c'_m)_v = 0,32 \text{ и } (c''_m)_v = 0,39. \quad \text{---}$$

Для более точного учета средней теплоемкости газов в каждом отдельном случае может служить табл. 17 теплоемкостей в пределах от 0 до 200° .

Таблица 17

Наименование газа	Весовая теплоемкость в кал/кг	Удельный вес в кг/м^3	Объемная теплоемкость в м^3
Воздух	0,2375	1,293	0,307
Кислород	0,2175	1,430	0,311
Азот	0,2438	1,251	0,306
Водород	3,4090	0,0896	0,305
Углекислота	0,2163	1,965	0,428
Окись углерода	0,2450	1,263	0,308
Водяной пар	0,4805	0,814	0,390

Проф. Ломшаков рекомендует при учете потери Q_3 брать среднюю объемную теплоемкость продуктов горения (включая и водяные пары) $c_v = 0,33$, в пределах изменения температуры T_3 от 200 до 300° . Если же температура газов выше 300° , то среднюю весовую их теплоемкость тот же автор рекомендует брать по формуле:

$$c_m = 0,24 + 0,00003 \cdot T.$$

Рассматривая формулу (145) и замечая, что величина

$$L_0 = \frac{1}{0,236} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right)$$

приблизительно пропорциональна теплотворной способности K , мы можем положить

$$L_0' = m \cdot K.$$

После этого выражение для потери в отходящих газах (в процентах от располагаемого тепла (или, относя ее к 1 кг топлива, в процентах от K) может быть представлено следующим образом:

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_0} \cdot 100 = \frac{Q_3}{B_h \cdot K} \cdot 100 = \left(\frac{1}{K} + \alpha \frac{L_0}{K} \right) c_m \cdot T_3 \cdot 100,$$

или, пренебрегая членом $\frac{1}{K}$ и заменяя $\frac{L_0}{K}$ через m :

$$q_3 \approx 100 m \cdot c_m \cdot \alpha \cdot T_3.$$

По этой схеме были предложены приближенные формулы для подсчета q_3 , имеющие следующий вид:

для углей (в пределах колебания $\alpha = 1,4—1,8$):

$$q_3 = 0,035 \cdot \alpha \cdot T_3; \quad (147)$$

для нефти ($\alpha = 1,2—1,6$):

$$q_3 = 0,036 \cdot \alpha \cdot T. \quad (148)$$

Главным недостатком всех приведенных формул и массы других, им подобных, является то обстоятельство, что все они основаны на предположении постоянства теплоемкостей в известных температурных интервалах, что не соответствует действительности; подобное допущение возможно конечно для весьма малых пределов колебания температур, что соответствует условиям работы стационарных котлов. С увеличением этих пределов степень точности формул быстро убывает, и вместо одной формулы приходится уже пользоваться несколькими, каждая из которых справедлива лишь для определенных температур.

В паровозных котлах температура отходящих газов колеблется, как мы видели выше, в весьма широких пределах: $T_3 = 200—500^\circ$ и выше, что совершенно исключает возможность определения потери Q_3 по какой-либо одной из приведенных выше формул. Кроме того введение в расчеты средней для всей газовой смеси теплоемкости допустимо лишь в том случае, если состав газов не подвержен при работе котла резким изменениям в смысле количественного соотношения отдельных ингредиентов, что опять-таки близко к истине для стационарных котлов, а никак не для паровоза, где интенсивность огня в топке, а следовательно и рабочий избыток воздуха непрерывно меняются в довольно широких пределах.

Все сказанное заставляет нас крайне осторожно относиться к вопросу об определении Q_3 для паровозных котлов и отдать в этом случае решительное предпочтение точным методам подсчета, основанным на пользовании переменными теплоемкостями и притом отдельно для каждой из газовых составляющих.

Таким вполне точным методом, не основанным ни на каких упрощающих предположениях, является уже хорошо нам знакомый метод пользования уравнением кривой тепла, которое для отходящих газов принимает вид

$$Q_3 = MT_3 + NT_3^2 \quad (149)$$

и с одинаковым правом может быть безоговорочно применено для любого сорта горючего, состава продуктов горения и их температуры.

Такая общность уравнения делает его чрезвычайно удобным и ценным для всякого рода теплотехнических исследований, причем схема подсчетов получается при этом несколько не сложнее, чем при пользовании упрощенными формулами.

В целях сравнения результатов, получаемых при пользовании той или другой из приведенных формул, обратимся к данным одного из опытов с товарным паровозом серии O^o при интенсивности горения (нефть) $Y = 134 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ и температуре отходящих газов $T_3 = 269^\circ$. Столь невысокая температура допускает возможность применения любой формулы для подсчета Q_3 .

Состав рабочего топлива (нефть + пульверизационный пар) выразился для рассматриваемого опыта в следующих цифрах:

$$61,2 C' + 8,8 H' + 0,8 O' + 29,2 \cdot W'.$$

Часовой расход чистой нефти — 248 кг/час ; часовой расход рабочей смеси — 350 кг/час .

Содержание углекислоты в продуктах горения $\text{CO}_2 = 11,7\%$, а окиси углерода — $0,7\%$.

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,244$, коэффициенты кривой тепла:

$$M = 350 \left(0,5499 \frac{61,2}{11,7 + 0,7} + 0,0021 \cdot 61,2 + 0,0406 \cdot 8,8 + 0,0045 \cdot 29,2 \right) = 1161;$$

$$N = 350 \left(0,0000445 \frac{61,2}{11,7 + 0,7} + 0,0000013 \cdot 61,2 + 0,0000044 \cdot 8,2 + 0,0000005 \cdot 29,2 \right) = 0,1216.$$

Потеря с уходящими газами по точному уравнению кривой тепла:

$$Q_3 = 1161 \cdot 269 + 0,1216 \cdot 269^2 = 321\,000 \text{ кал/час.}$$

Применяя приближенную формулу (145), имеем:

$$L_0 = \frac{9/2 \cdot 0,612 + 8 \cdot 0,088 - 0,008}{0,236} = 9,86 \text{ кг;}$$

$$L_6 = 1,244 \cdot 9,86 = 13,27 \text{ кг;}$$

$$G_6 = 13,27 + 1 = 14,27 \text{ кг;}$$

$$Q_3 = 350 \cdot 14,27 \cdot 0,24 \cdot 269 = 299\,800 \text{ кал/час,}$$

что отличается от точной цифры Q_3 на 7% .

По формуле германских инженеров (146) имеем:

$$Q_3 = 350 \cdot 269 \left(\frac{61,2}{0,54 + 12,4} \cdot 0,32 + \frac{9 \cdot 0,088 + 0,292}{0,814} \cdot 0,39 \right) = 326\,000 \text{ кал/час,}$$

что дает неточность всего $1,5\%$.

Принимая же во внимание указание проф. Ломшакова на возможность пользования цифрой $0,33$ в качестве средней объемной теплоемкости для всей массы продуктов горения, получили бы:

$$Q_3 = 350 \cdot 269 \left(0,33 \frac{61,2}{0,54 \cdot 12,4} + \frac{9 \cdot 0,088 + 0,292}{0,814} \right) = 328\,000 \text{ кал/час;}$$

наконец по формуле (147):

$$q_3 = 0,035 \cdot 1,244 \cdot 269 = 12,047\%,$$

$$Q_3 = 248 \cdot 9900 \cdot 0,12047 = 296\,000 \text{ кал/час,}$$

т. е. расхождение достигает 8% .

При высокой температуре отходящих газов, как например для опытной поездки с паровозом серии Н^В, имеем по формуле (145):

$$Q_3 = \left(1 + 1,122 \frac{9/2 \cdot 0,774 + 8 \cdot 0,111 - 0,011}{0,236} \right) \cdot \frac{450 + 52}{0,894} \cdot 436 \cdot c_m^1;$$

$$c_m = 0,24 + 0,00003 \cdot 436 = 0,253,$$

после чего $Q_3 = 927\,000 \text{ кал/час}$, тогда как по точной формуле:

$$Q_3 = 2094 \cdot 436 + 0,2319 \cdot 436^2 = 957\,000 \text{ кал/час.}$$

Применяя уравнение (148) для определения процентной потери в отходящих газах q_3 , получаем:

$$q_3 = \frac{Q_3}{B_h \cdot K} 100 = \frac{MT_3 + NT_3^2}{B_h} \cdot \frac{100}{K} = \left(\frac{M}{B_h} \cdot T_3 + \frac{N}{B_h} \cdot T_3^2 \right) \cdot \frac{100}{K} \quad (150)$$

Величины $\frac{M}{B_h}$ и $\frac{N}{B_h}$ суть функции избытка воздуха α и химического состава топлива; отношения же $\frac{M}{B_h \cdot K}$ и $\frac{N}{B_h \cdot K}$, как показывают специальные исследования

¹ $E_1 = 450$; $b_\phi = 52$; $t_x = 0,894$.

ния, от состава топлива не зависят, по крайней мере для нефти, каменных и бурых углей и антрацитов, и могут быть весьма точно выражены уравнениями.

$$100 \cdot \frac{M}{B_h \cdot K} = 0,00404 + 0,0344 \alpha;$$

$$100 \cdot \frac{N}{B_h \cdot K} = 0,00000042 + 0,0000036 \alpha.$$

Выражая кроме того T_3 по формуле (113) и подставляя полученные выражения в (150), находим:

$$q_3 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 4400}{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 223000}} \left[(0,00404 + 0,0344\alpha) + \right. \\ \left. + 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 4400}{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 223000}} \cdot (0,00000042 + 0,0000036\alpha) \right] = \\ = 13,65 \sqrt[1,6]{\frac{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 4400}{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 223000}} \left[1 + 0,1418 \sqrt[1,6]{\frac{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 4400}{\mu \cdot K \cdot Y \frac{R}{H} + 223000}} \right] \cdot (0,4 + 3,4 \cdot \alpha), (151)$$

или схематически

$$q_3 = \psi \left(\alpha, Y, \frac{R}{H} \right).$$

В табл. 18, 19 и 20 подсчитаны значения q_3 для $\frac{H}{R} = 50, 65$ и 80 и для различных Y и α .

Таблица 18

		$\frac{H}{R} = 50$										
		1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Y	α											
100	0	12,7	13,9	15,0	16,2	17,3	18,4	19,6	20,7	21,9	23,0	24,1
150	0	15,5	16,9	18,2	19,6	21,0	22,4	23,7	25,1	26,6	28,0	29,3
200	0	17,8	19,4	21,0	22,6	24,2	25,8	27,4	29,1	30,6	32,2	34,2
250	0	20,4	22,2	23,9	25,7	27,5	29,3	31,0	32,8	34,7	36,6	38,5
300	0	22,2	24,2	26,2	28,2	30,2	32,2	34,2	36,1	38,1	40,1	—
350	0	23,8	25,8	27,8	30,0	32,3	34,4	36,4	38,5	—	—	—
400	0	24,8	27,0	29,2	31,5	33,7	35,9	—	—	—	—	—

Таблица 19

		$\frac{H}{R} = 65$										
		1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Y	α											
100	0	11,3	12,3	13,3	14,3	15,3	16,4	17,4	18,4	19,4	21,4	20,4
150	0	13,7	14,9	16,1	17,4	18,6	19,7	20,9	22,1	23,4	24,6	25,9
200	0	15,7	17,2	18,6	20,1	21,5	23,0	24,5	25,9	27,4	28,8	30,3
250	0	17,8	19,4	21,0	22,6	24,1	25,7	27,3	28,9	30,5	32,1	33,8
300	0	19,3	21,0	22,7	24,2	26,2	27,9	29,7	31,4	33,1	34,8	36,6
350	0	21,0	22,9	24,7	26,6	28,5	30,3	32,2	33,8	35,9	37,8	—
400	0	22,0	24,0	26,0	28,0	30,0	32,0	34,0	36,0	—	—	—

$$\frac{H}{R} = 80$$

γ	α											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	
100	10,3	11,2	12,1	13,0	13,9	14,9	15,8	16,7	17,6	18,5	19,5	
150	12,2	13,3	14,4	15,5	16,6	17,7	18,8	20,0	21,1	22,2	23,3	
200	14,2	15,4	16,7	18,0	19,3	20,5	21,8	23,1	24,3	25,6	26,9	
250	15,8	17,2	18,6	20,0	21,4	22,9	24,3	25,7	27,1	28,6	30,0	
300	17,3	18,8	20,4	22,0	23,5	25,0	26,6	28,2	29,7	31,2	32,8	
350	18,9	20,6	22,3	24,0	25,7	27,3	29,0	30,7	32,4	34,0	35,7	
400	19,9	21,7	23,5	25,2	27,0	28,8	30,7	32,7	34,5	—	—	
450	21,2	23,1	25,0	26,9	28,8	30,7	32,6	—	—	—	—	

В этих таблицах, так же как и в температурных формулах, под γ подразумевается „приведенная к нефти“ интенсивность горения.

Глава XVI

О наивыгоднейшей степени избытка воздуха

В предыдущем изложении мы исчерпали вопрос о природе тепловых потерь в топке q_2 и с уходящими газами q_3 , указали причины, влияющие на увеличение или уменьшение этих потерь, и методы их определения.

По абсолютной величине первая потеря колеблется на практике от 1 до 20%, вторая — от 12 до 30%; в сумме же обе эти потери составляют обычно 13—35% располагаемого тепла и оказывают, таким образом, преобладающее влияние на экономичность работы паровозного котла или, как говорят, на его коэффициент полезного действия.

Из остальных потерь рабочего процесса „служебные“ потери только на нефтяном отоплении достигают 6—8%, при угольном же и дровяном не превосходят 2—3%; потеря на внешнее лучеиспускание (через обшивку котла) составляет от 0,5 до 10% располагаемого тепла и зависит, как увидим ниже, от скорости хода паровоза, температуры наружного воздуха и качества обшивки, т. е. от факторов внешних, находящихся вне прямой зависимости от работы котла. Таким образом, исследование вопроса о наивыгоднейших условиях работы котла сводится к отысканию условий, дающих:

$$q_2 + q_3 = \min.$$

Величина потери от неполного сгорания зависит, как мы уже знаем, от степени избытка воздуха α , уменьшаясь с увеличением этого фактора. Что касается зависимости q_2 от прочих факторов рабочего процесса котла, то мы констатировали выше обнаруженное при всех опытах увеличение q_2 с возрастанием интенсивности горения γ . При этом не следует однако забывать, что изменение интенсивности горения автоматически влечет за собой и изменение α , о чем подробно было сказано выше; поэтому получить зависимость величины топочных потерь от интенсивности горения в чистом виде, т. е. при прочих одинаковых условиях и в частности при одном и том же избытке воздуха, в обыкновенных условиях опыта невозможно. Занимаясь в предыдущем изложении изучением вопроса о характере зависимости $\alpha = \varphi(\gamma)$, автоматически устанавливающейся при работе паровоза, мы указывали, что путем изменения площади выхлопного сечения конуса можно этот автоматизм нарушить в любую сторону, т. е. при данной интенсивности горения реализовать в топке любую степень избытка воздуха. Это средство было широко использовано при некоторых сериях опытов над паровозами наших железных дорог, что дало возможность получить отдельно зависимости:

$$q_2 = f(\alpha) \text{ при } \gamma = \text{const}$$

$$q_2 = \varphi(\gamma) \text{ при } \alpha = \text{const};$$

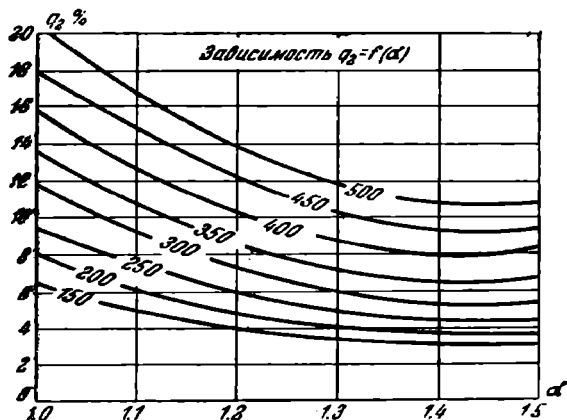
и

эти зависимости и приведены для нефтяного отопления в виде диаграмм на черт. 68 и 69. Что касается потери тепла с уходящими газами, то эта величина q_3 является, как мы уже знаем, функцией тех же переменных — Y и α :

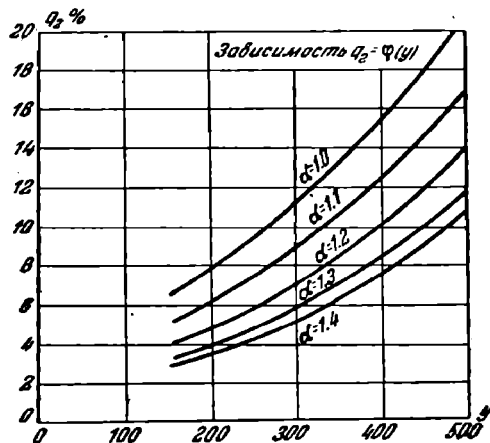
$$q_3 = f_1(Y, \alpha).$$

Диаграммы, выражающие эту зависимость для испытываемого нефтяного паровоза, представлены на черт. 70.

Интенсивность горения Y , влияющая на величину потерь q_2 и q_3 , является фактором, обуславливаемым той мощностью, реализация которой необходима



Черт. 68.



Черт. 69.

для выполнения той или иной внешней работы: если паровоз должен вести поезд весом Qm по подъему i_k ‰ со скоростью V км/час, то для выполнения этого задания котел должен приготовить в час вполне определенное количество пара D_h , для чего необходимо реализовать интенсивность горения Y . Таким образом, эта последняя величина является всегда жестко заданной, и о

каком бы то ни было регулировании ее в целях уменьшения потерь q_2 и q_3 не может быть и речи.

Совсем иное дело — степень избытка воздуха в топке. Эту величину при соответствующем устройстве конуса мы можем менять по желанию в весьма широких пределах.

Диаграммы, представленные на черт 68 и 69, показывают, что, увеличивая α , мы уменьшаем неполноту горения, но зато увеличиваем потерю с отходящими газами.

При расходе воздуха, близком к теоретическому, увеличении α вызывает сильное уменьшение q_2 при незначительном возрастании q_3 , и потому оно выгодно.

При больших значениях α дальнейшее его увеличение уже почти не вызывает уменьшения неполноты сгорания, продолжая увеличивать потерю q_3 , что является уже невыгодным.

Таким образом, мы приходим к заключению, что должен существовать какой-то избыток воздуха, наивыгоднейший с точки зрения экономики рабочего процесса котла.

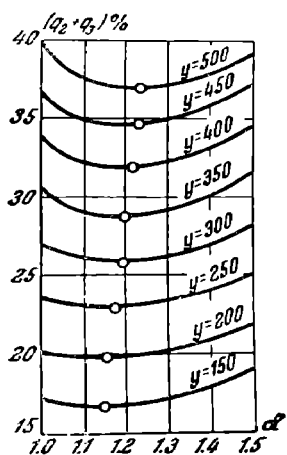
Для отыскания этого значения α на черт. 71 нанесены в функции от α для разных интенсивностей горения значения $(q_2 + q_3)$, полученные суммированием соответствующих ординат диаграмм (черт. 68 и 70).

Величины α , соответствующие минимальным значениям суммы $(q_2 + q_3)$, нанесены на черт. 72 в функции от интенсивности горения.

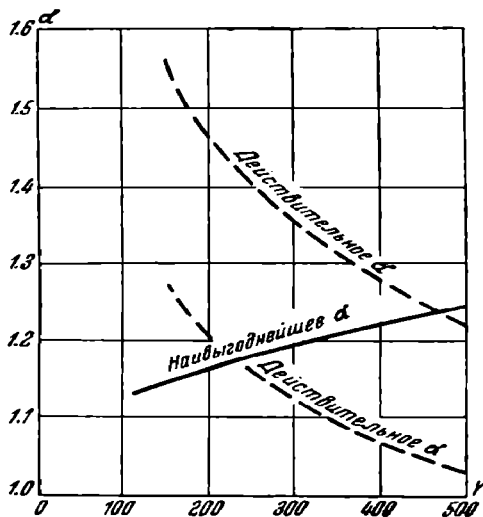
Весьма интересно сопоставить эту диаграмму наивыгоднейших избытков с теми, которые получаются (при неизменном сечении конуса) вследствие указанной выше принудительной зависимости α от Y , эти значения α нанесены в виде пунктирных кривых, из которых нижняя относится к конусу нормального сечения, а верхняя дает величины избытка воздуха, получившиеся при суженном конусе.

Как видим, законы изменения действительных и наивыгоднейших избытков воздуха совершенно противоположны по характеру: в то время как условия наивыгоднейшей работы топки требуют непрерывного увеличения α при возрастании форсировки, в действительности α в этом случае уменьшается.

При нормальном конусе условие $q_2 + q_3 = \min$ будет соблюдено при интенсивности горения $Y \approx 240 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$; при $Y < 240$ избыток воздуха будет излишне велик; при $Y > 240$ воздуха будет нехватать.



Черт. 71.



Черт. 72.

Осуществление наивыгоднейшего α для любой форсировки возможно, таким образом, лишь при переменном конусе, постановка которого на паровоз является следовательно полезной даже и при нефтяном отоплении.

Глава XVII

Потеря тепла на внешнее охлаждение паровозного котла. Закон охлаждения. Влияние изоляции, котлового давления, температуры воздуха и скорости хода паровоза

Тепловая потеря на внешнее охлаждение котла при опытах со стационарными котлами определяется обычно не специальным опытом, а из уравнения теплового баланса, как остаточный член.

Такой метод является конечно обходом вопроса, а не решением его, так как ни одно из слагаемых уравнения теплового баланса не может быть нами определено с математической точностью, и все эти неточности, входя в остаточный член, совершенно искажают его действительную величину. В особенности это относится к топочным потерям, точный учет которых почти невозможен ввиду невыясненности вопроса о потерях на образование сажи, свободного водорода и углеводородов.

Поэтому в целях уточнения действительной картины работы котла было бы логичнее определять потерю Q_4 (на внешнее охлаждение) путем специального

опыта, а невязку теплового баланса относить за счет неточности определения Q_3'' , а в некоторых случаях даже пользоваться этой невязкой для определения степени совершенства сгорания углерода (т. е. образования сажи) и уноса в трубу.

К сказанному остается лишь добавить, что определение потери Q_4 приобретает особый интерес именно для паровозного котла, работа которого протекает не в состоянии покоя, а в состоянии движения относительно окружающего воздуха с различными скоростями V ; при этом та часть тепла, которая передается через обшивку наружному воздуху путем соприкосновения и конвекции, должна по аналогии с процессом теплопередачи в дымогарных трубах увеличиваться при возрастании скорости движения паровоза, что и подтверждается как нашими, так и американскими опытами.

К сожалению, несмотря на практическую важность вопроса о точном определении потери тепла через обшивку и на его значительный теоретический интерес, этому вопросу до самого последнего времени уделялось весьма мало внимания, и только благодаря опытам Goss (Америка) и Научно-технического комитета НКПС (СССР), подробно мною разработанным в этой части, упомянутый вопрос получил наконец блестящее и исчерпывающее разрешение.

Прежде чем говорить о результатах этих опытов, выведем основные формулы процесса охлаждения в самом общем виде.

Ввиду невыясненности вопроса о справедливости той или иной гипотезы теплопередачи, примем для охлаждения общую формулу:

$$dQ = KH_0(t - t_s)^n dh, \quad (152)$$

где: t и t_s — температуры горячего и холодного источников;

dQ — количество тепла, переданного холодному телу за бесконечно малый промежуток времени dh часа;

K — коэффициент теплопередачи;

H_0 — наружная поверхность котла, соприкасающаяся с наружным воздухом.

Если обозначить вес охлаждаемого тела через A , теплоемкость через c_p , температуру в начальный момент через t , а по прошествии промежутка времени ah через $t - dt$, то это же количество тепла может быть выражено следующим образом:

$$dQ = A \cdot c_p [(t - dt) - t] = -Ac_p \cdot dt. \quad (153)$$

В случае парового котла охлаждению подвергаются:

- 1) вода, наполняющая котел;
- 2) пар, находящийся в паровом пространстве;
- 3) железные и медные части котла, омываемые водой и паром.

Считая температуру всего охлаждаемого агрегата в каждый данный момент одинаковой для всей массы, получаем:

$$dQ' = -dt(Gc + G_1c_1 + G_2c_2 + G_3c_3), \quad (154)$$

где: G, G_1, G_2, G_3 — веса воды, пара, железа и меди;

c, c_1, c_2, c_3 — их теплоемкости.

Средняя теплоемкость воды в пределах изменения температуры ее от 0 до 200° может быть принята равной единице.

Произведение G_1c_1 можно совсем игнорировать ввиду ничтожного относительно веса пара в котле. При диаметре котла 2 м объем цилиндрической части его длиной в 6 м равен ~ 20 м³; считая, что при нормальном уровне воды паровое пространство составляет около 1/5 этого объема, находим объем пара в котле равным 4 м³; принимая удельный вес пара при 13 ат равным 6 кг/м³, находим:

$$G_1 = 4 \cdot 6 = 24 \text{ кг},$$

т. е. около 1/200 — 1/300 веса воды.

Так как кроме того теплоемкость пара можно принять равной 6,6, то произведение G_1c_1 составляет около 0,2—0,3% от величины Gc .

С точки зрения охлаждения вес железа эквивалентен весу воды:

$$G_2' = G_2 \frac{c_2}{c} = G_2 c_2;$$

водяной эквивалент веса меди составляет:

$$G_3' = G_3 \frac{c_3}{c} = G_3 c_3.$$

Вводя эти условные обозначения, мы заменяем подвергаемую охлаждению систему однородным телом с теплоемкостью, равной единице; вес этого тела, называемый „приведенным“ весом, равен:

$$A = G + G_2 c_2 + G_3 c_3. \quad (155)$$

Уравнение (154) переписывается теперь в виде:

$$dQ = -A dt. \quad (156)$$

Соединяя знаком равенства правые части выражений (152) и (156), получаем уравнение охлаждения в дифференциальной форме:

$$-A dt = KH_0 (t - t_0)^n dh$$

или, разделяя переменные:

$$\frac{KH_0}{A} dh = -\frac{dt}{(t - t_0)^n}. \quad (157)$$

Считая температуру t_0 наружного воздуха постоянной для всего протяжения опыта и интегрируя, получаем:

$$\frac{KH_0 h}{A} + C = -\int \frac{dt}{(t - t_0)^n} = -\frac{1}{1-n} (t - t_0)^{1-n}. \quad (158)$$

В начальный момент при $h = h_1 = 0$ имеем $t = t_1$ (черт. 73) и из предыдущего уравнения определяем постоянное C :

$$C = -\frac{1}{1-n} (t_1 - t_0)^{1-n}.$$

В конце опыта при $h = h_2$ имеем $t = t_2$, и уравнение (158) примет вид:

$$\frac{KH_0 h_2}{A} = \frac{(t_1 - t_0)^{1-n}}{1-n} - \frac{(t_2 - t_0)^{1-n}}{1-n},$$

откуда

$$K = \frac{A}{H_0 h_2} \cdot \frac{(t_1 - t_0)^{1-n} - (t_2 - t_0)^{1-n}}{1-n}. \quad (158')$$

Подставляя значения K и C в уравнение (158) и относя его к произвольному моменту охлаждения, для которого $h = h_x$, имеем:

$$\frac{h_x}{h_2} \frac{(t_1 - t_0)^{1-n} - (t_2 - t_0)^{1-n}}{1-n} = \frac{(t_1 - t_0)^{1-n}}{1-n} - \frac{(t_x - t_0)^{1-n}}{1-n}. \quad (159)$$

Отбрасывая общий знаменатель и вынося в левой части за скобки выражение $(t_1 - t_0)^{1-n}$, находим:

$$\begin{aligned} (t_1 - t_0)^{1-n} \left(\frac{h_x}{h_2} - 1 \right) + \frac{h_x}{h_2} (t_2 - t_0)^{1-n} &= (t_x - t_0)^{1-n}; \\ (t_1 - t_0)^{1-n} \left[\frac{h_x}{h_2} \left(\frac{t_2 - t_0}{t_1 - t_0} \right)^{1-n} - \left(\frac{h_x}{h_2} - 1 \right) \right] &= (t_x - t_0)^{1-n}; \\ t_x &= (t_1 - t_0) \sqrt[1-n]{\frac{h_x}{h_2} \left(\frac{t_2 - t_0}{t_1 - t_0} \right)^{1-n} + \left(1 - \frac{h_x}{h_2} \right)} + t_0. \end{aligned} \quad (160)$$

Полученное выражение представляет собой самый общий вид уравнения кривой охлаждения.

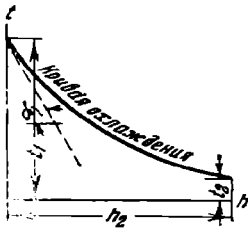
При $n = 1$ уравнение (157) после интегрирования дает:

$$t_x = t_0 + (t_1 - t_0) \left(\frac{t_2 - t_0}{t_1 - t_0} \right)^{\frac{h_x}{h_1}}, \quad (160a)$$

при $n = 2$ получаем:

$$t_x = \frac{h_2 \cdot t_1 (t_2 - t_0) + h_2 \cdot t_0 (t_1 - t_2)}{h_x (t_1 - t_2) + h_2 (t_2 - t_0)}. \quad (160b)$$

Задаваясь величиной показателя степени n и определяя из уравнения ряд значений t_x , соответствующих различным h_x , мы можем подобрать величину n таким образом, чтобы кривая, построенная по уравнению (160), точно совпадала с полученной эмпирическим путем кривой охлаждения, подобной черт. 73.



Черт. 73.

Теперь переходим к изложению метода определения потери Q_4 , т. е. часового количества тепла, отдаваемого охлаждаемым телом в окружающую среду.

Величина падения температуры за одинаковые промежутки времени будет характеризоваться углом касательной к кривой охлаждения (черт. 73) с осью абсцисс в данной точке; ввиду этого при определении этой величины мы должны условиться, от какой начальной температуры ее отсчитывать.

Вопрос об определении потери тепла во внешнюю среду интересует нас главным образом в применении к рабочему состоянию паровоза, когда никакого понижения температуры котловой воды в действительности не наблюдается, так как теряемое через обшивку тепло непрерывно восполняется теплом, получаемым от сгорания топлива; следовательно явление теплообмена с окружающей средой протекает при постоянной температуре воды в котле, соответствующей рабочему давлению пара и принимаемой нами в дальнейшем в 190° .

Ввиду неизменности начальной температуры в период теплоотдачи явление это может нами рассматриваться как ряд элементарных процессов понижения температуры на бесконечно малую величину dt и обратного ее восстановления.

Если α — угол касательной к кривой $t - t_0 = f(h)$ с осью абсцисс, то

$$\partial t = \partial h \cdot \operatorname{tg} \alpha = \partial h \frac{d(t - t_0)}{dh}. \quad (161)$$

Бесконечно малое количество тепла, отдаваемого во внешнюю среду при каждом таком элементарном процессе, выразится следующим образом:

$$\partial q = - \partial t \cdot A = - A \cdot \partial h \cdot \frac{d(t - t_0)}{dh}. \quad (162)$$

Производная температуры по времени, входящая в оба предыдущих выражения, есть величина постоянная, так как из предыдущего ясно, что все элементарные процессы имеют одну и ту же начальную температуру котловой воды и протекают при $t = \operatorname{const}$. При бесконечно большом числе таких периодически чередующихся элементарных процессов общее время их протекания может иметь и конечную величину.

Интегрируя выражение (162) в пределах от $h = h_1$ до $h = h_2$, получаем:

$$(\partial q)_{h_1}^{h_2} = A(h_2 - h_1) \left[\frac{d(t - t_0)}{dh} \right] \text{ при } t = t_k, \quad (163)$$

где величина производной должна быть найдена из основного уравнения (157), полагая в нем $t = t_k = 190^\circ$.

$$\left[\frac{dt}{dh} \right]_{t=t_k} = \left[\frac{d(t - t_0)}{dh} \right]_{t=t_k} = - \frac{K \cdot H_n}{A} (t_k - t_0)^n. \quad (164)$$

Относя тепловую потерю к 1 часу, т. е. полагая в уравнении (163)

$$h_2 - h_1 = 1$$

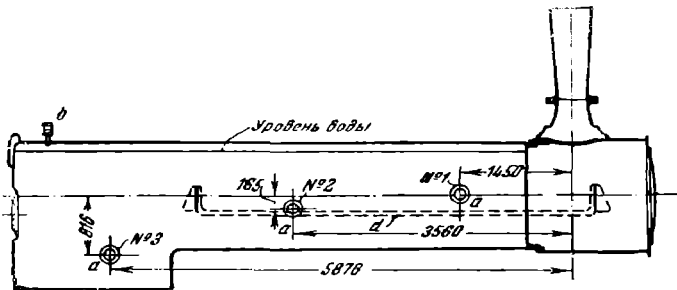
и подставляя в него величину производной по уравнению (164), находим:

$$Q_4 = KN_0(t_k - t_0)^n. \quad (165)$$

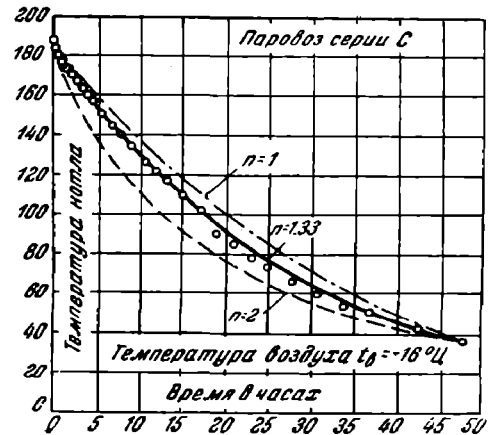
Величина коэффициента теплопередачи K определяется из формулы (158').

Выяснив, таким образом, теоретическую сторону вопроса об охлаждении паровоза, применим полученные нами выводы к случаю охлаждения на стоянке пассажирского паровоза серии С. Обстановка этого опыта, так же как и целого ряда аналогичных опытов с другими паровозами, в общих чертах такова.

Для опытов выбирается паровоз, не имеющий течи труб и связей, а также пропусков пара через регуляторный золотник. Все паровые вентили перед началом наблюдений плотно запираются, а также устраняются по возможности все пропуски пара. Испытуемый паровоз ставится на открытом воздухе; давление пара в нем доводится до предельного, после чего закрывается форсунка (или выбрасывается начисто из топки топливо), закрываются плотно клапаны зольника, шуровочное отверстие и дымовая труба, чтобы потери тепла могли происходить только через наружную обшивку. Во время опыта через определенные промежутки времени производились отсчеты: температур котловой воды в трех пунктах котла на разных уровнях, давления пара по контрольному манометру и уровня воды в котле по водомерному стеклу.



Черт. 74.



Черт. 75.

Схема оборудования паровоза при опытах на охлаждение приведена на черт. 74; здесь a — термометры, b — манометр и c — водомерное стекло. На черт. 75 представлены в графической форме (в виде кривой охлаждения) результаты опыта на стоянке, продолжавшегося, как видим, 48 часов при почти постоянной температуре наружного воздуха, равной -16° . Основные данные опыта таковы:

$$t_1 = 188,5^\circ;$$

$$t_2 = 37,0^\circ;$$

$$t_0 = -16,0^\circ;$$

$$h_1 = 0 \text{ и } h_2 = 48 \text{ часов.}$$

Вес воды в котле был определен непосредственным взвешиванием и оказался равным: $G = 6978 \text{ кг}$.

Веса железных и медных частей котла, находящихся в соприкосновении с водой и паром, соответственно равны:

$$G_2 = 15860 \text{ кг, } G_3 = 2160 \text{ кг.}$$

Принимая теплоемкость железа $c_2 = 0,115$, а теплоемкость меди $c_3 = 0,093$, подсчитываем приведенный вес:

$$A = 6978 + 15860 \cdot 0,115 + 2160 \cdot 0,093 = 9000 \text{ кг.}$$

Уравнение Rankin'a изобразится для данного случая в следующем виде:

$$\frac{K' \cdot H_0}{A} \cdot dh = -\frac{dt}{(t - t_0)^2}$$

или в интегральной форме:

$$\frac{K' H_0}{A} \cdot h + C' = \frac{1}{t - t_0}. \quad (166)$$

В начальный момент при $h = h_1 = 0$ будем иметь:

$$C' = \frac{1}{188,5 + 16} = \frac{1}{204,5};$$

в конце опыта при $h = h_2 = 48$, $t = t_2 = 37^\circ$ уравнение (166) примет вид:

$$\frac{K' H_0 \cdot 48}{9000} + \frac{1}{204,5} = \frac{1}{37 + 16},$$

откуда

$$K' H_0 = 2,622.$$

После этого уравнение охлаждения напишется так:

$$\frac{2,622}{9000} \cdot h + \frac{1}{204,5} = \frac{1}{t - t_0}$$

или

$$t - t_0 = \frac{1840500}{536,7 \cdot h + 9000}. \quad (167)$$

Задаваясь различными значениями h и определяя соответствующие значения разности температур по предыдущему уравнению, находим:

Таблица 21

h	0	5	10	15	20	25	30	40	48
$t - t_0$	204,5	157,6	128,1	108,0	93,3	82,2	73,4	60,5	53
t	188,5	141,6	112,1	94,0	77,3	66,2	57,4	44,5	37,0

Кривая $t = f(h)$, нанесенная по этим данным на черт. 75, располагается, как видим, значительно ниже опытных точек, что указывает на неприменимость к явлению охлаждения гипотезы Rankin'a.

Приняв гипотезу Redtenbach.r'a, будем иметь:

$$\frac{K'' H_0}{A} \cdot h + C'' = -\ln(t - t_0); \quad (168)$$

при $h = h_1 = 0$:

$$C'' = -\ln(188,5 + 16) = 5,3146;$$

для конца опыта:

$$\frac{K'' H_0 \cdot 48}{9000} - 5,3146 = -\ln 53 = -3,9658,$$

откуда

$$K'' H_0 = 252,9$$

и уравнение (168) обращается в

$$\frac{252,9 \cdot h}{9000} - 5,3146 = -\ln(t - t_0), \quad (169)$$

или, упрощая, получим:

$$\lg(t - t_0) = 2,3107 - 0,01222 \cdot h. \quad (170)$$

Определяя из этого уравнения значения $(t - t_0)$ для разных моментов времени, составляем табл. 22.

Таблица 22

h	0	5	10	15	20	25	30	40	48
$t - t_0$	204,5	177,7	154,4	134,1	116,5	101,2	87,9	66,4	53,0
t	188,5	161,7	138,4	118,1	100,5	85,2	71,9	50,4	37,0

Соответствующая кривая (черт. 75) ложится заметно выше опытных данных, что заставляет нас отвергнуть и гипотезу Redtenbacher'a и продолжить наши искания гипотезы охлаждения, наиболее точно выражающей действительную картину явления.

Таким уравнением, одинаково хорошо удовлетворяющим опытным данным по отношению ко всем отдельным многочисленным опытам (свыше 20 паровозов), является уравнение:

$$dQ = -A dt = KH_0 dh (t - t_0)^{1/3}, \quad (171)$$

которое обращается после интегрирования в

$$\frac{K \cdot H_0 \cdot h}{A} + C = \frac{3}{(t - t_0)^{1/3}}. \quad (172)$$

Для нашего случая при $h = 0$

$$C = \frac{3}{204,5^{1/3}} = 0,5088;$$

в конце опыта

$$\frac{K \cdot H_0 \cdot 48}{9000} + 0,5088 = \frac{3}{\sqrt[3]{53}},$$

откуда

$$KH_0 = 54,6$$

и уравнение охлаждения принимает вид:

$$\frac{54,6 \cdot h}{9000} + 0,5088 = \frac{3}{(t - t_0)^{1/3}}$$

или в более удобной для подсчетов форме:

$$t - t_0 = \left(\frac{27000}{54,6 \cdot h + 4579} \right)^3. \quad (173)$$

Составляем таблицу значений t :

Таблица 23

h	0	5	10	15	20	25	30	40	48
$t - t_0$	204,5	173,3	146,0	126,0	108,0	93,4	81,9	62,5	53,0
t	188,5	157,3	130,0	110,0	92,0	77,4	65,0	46,5	37,0

Кривая охлаждения, нанесенная по уравнению (173) на черт. 75, наилучшим образом располагается относительно опытных точек.

Применяя формулу (165) для определения потери Q_4 , находим:

$$Q_4 = 54,6 (190 + 16)^{1/3} = 66\,400 \text{ кал/час};$$

по Rankin'у мы имели бы:

$$Q_4 = 2,622 \cdot (190 + 16)^2 = 111\,300 \text{ кал},$$

по Redtenbacher'у:

$$Q_4 = 259,9 \cdot (190 + 16) = 52\,100 \text{ кал}.$$

Замечая, что внешняя поверхность котла паровоза серии С составляет $\sim 59 \text{ м}^2$, находим потерю тепла одним кв. метром:

$$\frac{Q_4}{H_0} = \frac{66\,400}{59} = 1125 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч},$$

а коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{54,6}{59} = 0,92 \frac{\text{кал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot (1^\circ)^{1,33}}$$

Величина потери Q_4 зависит, как показывает уравнение (165), от t_k , т. е. от величины рабочего давления пара, и от t_s — температуры наружного воздуха. Кроме того эта величина существенным образом зависит от изоляции котла.

В табл. 24 приведены данные, полученные при опытах на охлаждение для различных паровозов, причем величины тепловых потерь приведены к одному и тому же котловому давлению $p_k = 13 \text{ ат}$ и к одной и той же температуре воздуха $t_s = 0^\circ$; таким образом, коэффициент теплопередачи получается в среднем для хорошей асбеститовой изоляции:

$$K = 0,9;$$

для частичной изоляции (группа из 5 паровозов)

$$K = 1,34;$$

для совершенно неизолированного котла

$$K = 2,2.$$

Таблица 24

Серия паровоза	Род изоляции	Внешняя поверхность котла $H_0 \text{ м}^2$	Потеря тепла $Q_4 \text{ кал/час}$	То же на 1 м ² поверхности охлаждения $\frac{Q_4}{H_0} \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч}$	Коэффициент теплопередачи $K \frac{\text{кал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot (1^\circ)^{1,33}}$
С	Асбеститовая изоляция толщиной 27 мм	59,0	58300	988	0,90
ЭГ	Изоляция матрацами из стекляной ваты	58,2	67200	1155	1,05
Б	Топка и сухопарник изолированы	51,8	86400	1668	1,53
УУ	асбеститом, цилиндрическая часть только обшита	75,6	110000	1467	1,34
Л		53,2	77700	1335	1,22
Э	Котел не изолирован и не обшит	54,0	81200	1487	1,36
ЭЧ		45,0	102100	2320	2,12
ОВ		58,2	147200	2530	2,30
ЭГ		59,0	149900	2540	2,31
С					

После этого общая формула для определения потери на внешнее охлаждение паровоза при стоянке может быть представлена в виде:

$$Q_4 = 2,2 \cdot \psi \cdot H_0 (t_k - t_s)^{1,33}, \quad (174)$$

где ψ — коэффициент, зависящий от качества изоляции, а именно:

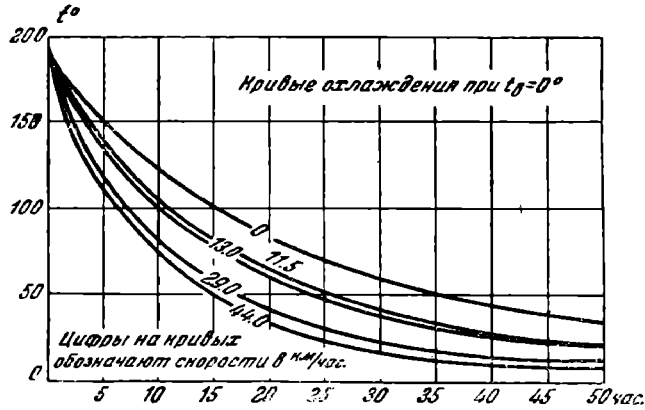
- для хорошей асбеститовой изоляции $\psi = 0,40$
- » изоляции стекляной ватой . $\psi = 0,48$
- » частичной изоляции . $\psi = 0,61$
- » неизолированного котла . $\psi = 1,00$

Таким образом, вопрос о потере тепла через обшивку во время стоянки паровоза можно считать исчерпанным, но распространение полученных данных на случай нахождения паровоза в пути, как это до сих пор практиковалось при составлении тепловых балансов котла, является совершенно недопустимым, так как зависимость величины Q_4 от скорости движения паровоза вполне оче-

видна, если рассматривать эту потерю как результат теплоотдачи не столько лучеиспусканием, сколько непосредственным соприкосновением с окружающим воздухом.

Итак, по аналогии с процессом теплообмена в дымогарных трубах, мы приходим к заключению, что потеря Q_4 должна возрастать с увеличением скорости хода паровоза, что и подтвердилось вполне при опытах охлаждения в пути, проведенных в разное время у нас и в США.

При этих опытах паровоз, оборудованный и подготовленный к опыту совершенно так же, как и при опытах на стоянке, передвигался подталкивающим паровозом с различными скоростями. Полученные при этих опытах кривые



Черт. 76.

охлаждения, приведенные к одной и той же начальной температуре t_k и температуре $t_0 = 0^\circ$, представлены на черт. 76 для одного из опытных паровозов.

Результаты этих опытов охлаждения в пути, отнесенные к одним и тем же условиям: $p_k = 13 \text{ ат}$ и $t_0 = 0^\circ$, приведены в табл. 25.

Таблица 25

Серия паровоза	Род изоляции	Внешняя поверхность котла $H_0 \text{ м}^2$	Потеря тепла $Q_4 \text{ кал/час}$	То же с 1 м ² поверхности охлаждения $\frac{Q_4}{H_0} \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч}$	Коэффициент теплоотдачи охлаждения $K \frac{\text{кал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot (1^\circ)^{4/3}}$	Скорость хода поезда $V \text{ км/час}$
ЭГ		58,2	147 800	2540	2,31	0
			229 900	3950	3,59	14
			268 900	4620	4,20	27
			322 400	5540	5,04	51
			389 400	6690	6,08	52
С	Без обшивки и без изоляции	59,0	149 900	2540	2,31	0
			223 000	3780	3,44	13
			274 300	4650	4,23	32
			283 800	4810	4,37	39
			369 900	6270	5,70	54
Ов		45,0	416 000	7050	6,41	59
			104 900	2330	2,12	0
			217 800	4840	4,40	21
			192 600	4280	3,89	25
			252 000	5600	5,09	39
ЮЧ	Частичная изоляция	54,6	81 900	1500	1,36	0
			111 400	2040	1,85	11,5
			117 400	2150	1,95	13
			175 300	3210	2,92	28
			163 300	2990	2,72	29
ЭГ	Изоляция стеклянной ватой	58,2	194 400	3560	3,24	44
			66 900	1150	1,05	0
			149 600	2570	2,34	45

На черт. 77 нанесены в функции от скорости значения коэффициента теплопередачи; здесь же приведены кривые, наиболее точно выражающие закон изменения коэффициентов теплопередачи от скорости:

$$K = \psi (2,20 + 0,21 \cdot V^{0,7}) = \psi (2,20 + 0,51 \cdot \omega^{0,7}), \quad (175)$$

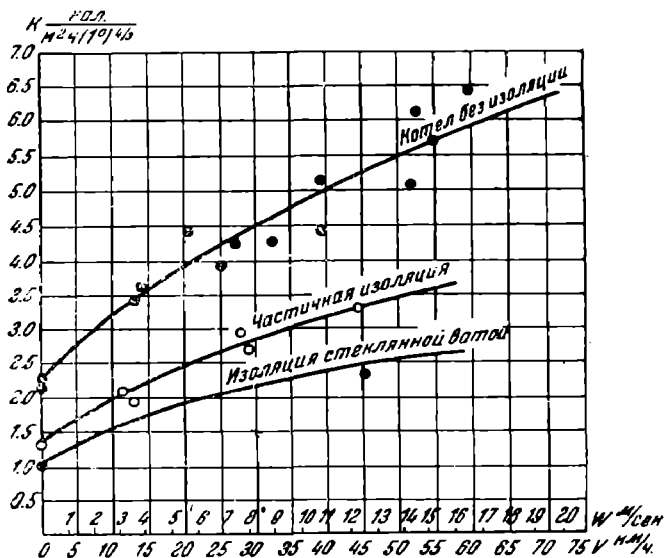
где V — скорость движения паровоза в км/час, а ω — в м/сек.

Подставляя эту величину K в уравнение (174) вместо произведения $2,2 \cdot \psi$, находим:

$$Q_4 = \psi \cdot H_0 \cdot (2,2 + 0,51 \cdot \omega^{0,7}) \cdot (t_k - t_a)^{1/2}. \quad (176)$$

Уравнение (176) является вполне общим, так как применимо для любого паровоза при любых скоростях движения, котловом давлении и температуре наружного воздуха.

Относительно размеров влияния этого последнего фактора на величину Q_4 уравнение (176) приводит нас к следующему выводу: для одного и того же



Черт. 77.

паровозного котла и при одной и той же скорости движения тепловые потери при температурах наружного воздуха в -20° и $+20^\circ$ относятся, как

$$\left(\frac{t_k - (-20)}{t_k - 20} \right)^{1/2};$$

принимая $t_k = 190^\circ$, получим:

$$\left(\frac{190 + 20}{190 - 20} \right)^{1/2} = \frac{1248}{941} \approx 1,33,$$

т. е. потеря во втором случае будет лишь на 33% меньше, чем в первом.

Таким образом, установившееся мнение, что для жарких областей нашей страны (Кавказ, Туркестан) тщательная изоляция паровозных котлов излишня, является ошибочным.

При составлении теплового баланса и вообще при решении различных вопросов, касающихся экономики рабочего процесса котла, все тепловые потери удобнее выражать не в кал, а в процентах располагаемого тепла, и изменения этих величин давать в функции от интенсивности горения. Такие расчетные таблицы могут быть после всего сказанного легко составлены для любого паровоза и сорта топлива.

Возьмем в качестве конкретного примера товарный паровоз серии O^B , работающий на нефтяном отоплении ($K = 10\,000$ кал/кг). Для этого паровоза:

$\psi = 1,0$; $H_0 = 44 \text{ м}^2$; R (площадь колосниковой решетки) $= 1,85 \text{ м}^2$; $p_k = 12 \text{ ат}$, т. е. $t_k \approx 190^\circ$; для определения потери q_4 имеем:

$$q_4 = \frac{44 \cdot 1,0 (2,2 + 0,21 \cdot V^{0,7}) (190 - 0)^{0,5}}{Y \cdot 1,85 \cdot 10\,000} \cdot 100 = 55 \cdot \frac{10,5 + V^{0,7}}{Y}.$$

В табл. 26 приведены величины q_4 , подсчитанные по этой формуле для разных V и Y

Таблица 26

$Y \backslash V$	10	20	25	30	40	50
100 .	7,2	9,0	9,9	10,8	12,6	14,4
150 .	4,8	6,0	6,6	7,2	8,4	9,6
200 .	3,6	4,5	4,95	5,4	6,3	7,2
250 .	2,9	3,6	4,0	4,3	5,0	5,8
300 .	2,4	3,0	3,3	3,6	4,2	4,8
350 .	2,1	2,6	2,8	3,1	3,6	4,1

Для $V = 25 \text{ км/час}$ и $Y = 150 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ (что соответствует для паровозов серии О средним эксплуатационным условиям работы) имеем величину потери через обшивку $(Q_4)_m = 6,6\%$; вообще же при нормальных условиях работы паровозов этого типа она колеблется в пределах 3—10%.

Посмотрим теперь, какими цифрами выражается потеря на внешнее охлаждение в условиях повседневной службы паровозов.

Пусть мы имеем тяговый участок длиной в 120 км. Беря для паровоза 0-5-0 серии Эу среднюю техническую скорость хода $V_m = 30 \text{ км/час}$, а коммерческую скорость $V_k = 20 \text{ км/час}$, находим: время хода

$$t_x = \frac{120}{30} = 4 \text{ часа};$$

время стоянок

$$t_c = \frac{120}{20} - 4 = 2 \text{ часа}.$$

Подсчитаем цифру расхода угля за все время нахождения поезда на участке для восполнения потери тепла на охлаждение, считая, что котел ничем не изолирован, и принимая потерю тепла в 1 час с 1 м^2 поверхности охлаждения равной 2300 кал на стоянках и 4300 кал в ходу.

Так как внешняя поверхность котла равна 60 м^2 , то часовая потеря тепла для всего паровоза выразится на стоянке цифрой:

$$2\,300 \cdot 60 = 138\,000 \text{ кал},$$

в ходу:

$$4\,800 \cdot 60 = 288\,000 \text{ кал},$$

а всего за время нахождения поезда на участке:

$$138\,000 \cdot 4 + 288\,000 \cdot 2 = 1\,128\,000 \text{ кал}.$$

Принимая для угля $K = 7000 \text{ кал/кг}$ и $\eta_k = 0,60$ (в среднем для хода и стоянок), находим вес сожженного угля для восполнения подсчитанной выше потери на радиацию:

$$\frac{1\,128\,000}{7000 \cdot 0,6} = 268 \text{ кг}.$$

Средняя норма расхода угля на 100 поездок-километров для паровозов серии Эу с полногрузным составом может быть принята в $2,5 \text{ т}$, т. е. для нашего тягового плеча в 120 км длиной расход угля составляет:

$$2\,500 \cdot \frac{120}{100} = 3\,000 \text{ кг}.$$

Таким образом, потеря на охлаждение составляет в процентах от полного расхода:

$$\frac{268}{3000} \cdot 100 = 8,9\%.$$

При надлежащей изоляции котла эта цифра может быть уменьшена, как мы видели выше, в 2,5 раза, т. е. до 3,6%.

Итак, сбережение топлива за счет хорошей изоляции котла составляет свыше 5%.

Глава XVIII

Служебный расход пара и методы его определения. Средние величины

В предыдущем исследовании тепловой работы парового котла мы рассмотрели те тепловые потери, которые обуславливаются самой сущностью теплового процесса.

Помимо этих потерь в паровозах неизбежна еще одна группа потерь, обуславливаемых необходимостью для паровоза обслуживать самого себя. Сюда относятся: расход пара на приведение в действие сифона, насоса тормоза Вестингауза (или иной системы), питательного насоса; в случае нефтяного отопления—сверх того еще расход на форсунку (пульверизация паром) и на подогрев нефти, а при применении стокера—расход пара на машину стокера и на распределительную головку.

Все эти так называемые „служебные“ потери определяются путем специальных опытов на стоянке. Для определения расхода пара на работу тормозного насоса в сифон опытного паровоза пускают пар из котла рядом стоящего паровоза в таком количестве, чтобы поддержать давление пара в первом паровозе постоянным; заставляя работать насос опытного паровоза своим паром в течение определенного промежутка времени, отмечают понижение уровня воды в котле по водомерному стеклу, чем и определится расход b_n за время опыта.

Насос снабжают счетчиком числа ходов поршня; при числе n ходов за опыт расход за 1 ход будет равен:

$$(b_n)_0 = \frac{b_n}{n};$$

если затем во время опыта в пути поршень насоса сделал n' ходов, то расход тепла на его работу составит:

$$Q_n = (b_n)_0 \cdot n' \cdot (\lambda_k - \vartheta),$$

или в процентах от располагаемого тепла:

$$q_n = \frac{(b_n)_0 \cdot n' \cdot (\lambda_k - \vartheta)}{t_x \cdot Y \cdot R \cdot K} \cdot 100, \quad (177)$$

где t_x — продолжительность опыта, а R — площадь колосниковой решетки.

Что касается определения расхода пара на работу сифона, то очевидно, что, заставляя сифон работать непрерывно в течение более или менее продолжительного промежутка времени, мы не сможем поддерживать давление пара постоянным: оно неминуемо и довольно быстро будет возрастать. Между тем определенная при таких условиях из опыта цифра расхода не будет, очевидно, иметь никакого практического значения, так как мы не будем в конце концов знать, при каком котловом давлении она справедлива. Избежать повышения давления пара при указанной постановке опыта возможно только путем подкачивания воды в котел, что опять-таки недопустимо с точки зрения необходимости ведения учета расхода пара только на сифон. Чтобы избежать указанных затруднений, схему опыта необходимо несколько изменить, пуская пар из котла опытного паровоза в сифон рядом стоящего другого паровоза, а давление в котле опытного паровоза поддерживать постоянным за счет работы его сифона чужим паром (из того же рядом стоящего паровоза).

Называя расход пара на сифон за единицу времени через $(b_c)_0$, время действия сифона через t_c , а соответствующую тепловую потерю через q_c , имеем:

$$q_c = \frac{(b_c)_0 \cdot t_c \cdot (\lambda_k - \vartheta) \cdot 100}{t_x \cdot Y \cdot R \cdot K} \quad (178)$$

Оценить расход пара на пульверизацию и подогрев нефти какой-либо одной жесткой цифрой, подобно тому как это делается для сифона и тормозного насоса, совершенно не представляется возможным, так как этот расход существенным образом зависит от степени открытия регулирующих вентилей, а к такой регулировке приходится все время прибегать при работе паровоза в связи с изменяющейся интенсивностью горения (пульверизационный вентиль) и условиями погоды (вентиль нефтепрогревателя). Пределы регулирования, применяемые обычно на практике, измеряются давлением пара за вентилем, которое и колеблется для форсунки от 2 до 11 *ата*, в зависимости от интенсивности горения, а для подогревателя— от 0,6 до 3 *ата*.



Черт. 78.



Черт. 79.

На основании сказанного приходится определять из опыта величину расхода пара на пульверизацию и прогрев нефти при различных положениях вентилей, т. е. при разных величинах давлений: p_ϕ — в пульверизаторе (за вентилем) и p_n — в подогревателе, и по этим данным строить вспомогательные кривые. Подобные кривые часового расхода пара на ту и другую статью приведены для некоторых паровозов на черт. 78 и 79.

Переходя теперь к оценке величины служебных потерь для средних условий работы, надо сказать, что первые две потери — на работу насоса и сифона — зависят в значительной степени от качества топлива, состояния котла, навыка паровозной бригады и тому подобных факторов, и потому точно фиксировать их величину довольно трудно. В общем можно сказать, что эти две потери составляют обычно в сумме от 2 до 8% располагаемого тепла; более точно: расход пара на 1 ход поршня тормозного насоса составляет около 0,1 кг, а расход на 1 минуту работы сифона при полном его открытии — 7—9 кг.

Потери на пульверизацию и подогрев нефти выражаются формулами:

$$q_\phi = \frac{(b_\phi)_0 \cdot (\lambda_k - \vartheta) \cdot 100}{Y \cdot R \cdot K};$$

$$q_n = \frac{(b_n)_0 \cdot (\lambda_k - \vartheta) \cdot 100}{Y \cdot R \cdot K} \quad (179)$$

В этих формулах величины R , λ_k и K суть точно (R) или приблизительно (λ_k , K) постоянные, величины же $(b_\phi)_0$ и $(b_n)_0$ могут меняться в очень широких пределах в зависимости от того или иного режима нефтяной топки.

Дело в том, что при изменении интенсивности горения на практике прибегают обычно к регулированию притока пара в форсунку путем дросселирования пара (т. е. уменьшения p_ϕ) и следовательно уменьшения величины $(b_\phi)_0$.

Величина $(b_n)_0$ в жаркое время года равна нулю, а зимой доходит до 150 и более кг/час . Принимая в среднем $(b_\phi)_0 = 150 \text{ кг/час}$ и $(b_n)_0 = 60 \text{ кг/час}$ (см. данные черт. 78 и 79), находим при $\lambda_k = 640 \text{ кал}$ и $K' = 10000 \text{ кал}$:

$$(q_\phi)_m = \frac{150 \cdot 640 \cdot 100}{Y \cdot R \cdot 10000} = \frac{960}{Y \cdot R},$$

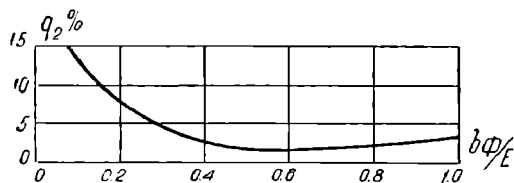
$$(q_n)_m = \frac{60 \cdot 640 \cdot 100}{Y \cdot R \cdot 10000} = \frac{385}{Y \cdot R},$$

т. е. при изменении часового расхода нефти YR от 200 до 1000 кг/час потеря на pulverизацию колеблется в пределах 1—5%, а потеря b_n — от 0,5 до 2%.

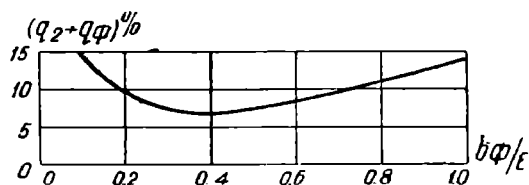
Все же четыре потери $(q_\phi + q_n + q_m + q_c)$ составляют при нефтяном отоплении от 3 до 12%, увеличиваясь с уменьшением интенсивности горения.

Расход пара на стокер (суммарный) колеблется в пути от 1,5 до 5%, а вся сумма служебных потерь тепла колеблется при угольном отоплении вручную от 2 до 5%, а при стокере — от 3 до 10%.

Возвращаясь к вопросу о величине расхода пара на pulverизацию, мы должны сказать, что эта величина, как показывают опыты, влияет на неполноту сгорания; при чрезмерном уменьшении расхода пара на распыливание нефти потеря q_2 заметно возрастает. В грубом виде справедливость высказанного может быть проверена сильным дросселированием парового крана форсунки: при этом в топке начинает выделяться много копоти.



Черт. 80.



Черт. 81.

На черт. 80 представлена полученная опытным путем кривая зависимости топочных потерь от так называемого „коэффициента pulverизации“ $\frac{b_\phi}{E}$ где b_ϕ и E суть расходы пара на форсунку и нефти за все время опыта. Кривая получена из опытов с целым рядом паровозов, более или менее однотипных как по типу форсунки, так и по объему и типу кирпичной кладки в топке. Кривая показывает, что, увеличивая расход пара на pulverизацию 1 кг нефти до величины 0,6 кг , мы улучшаем процесс горения; дальнейшее увеличение расхода пара бесполезно и даже вредно. Последнее можно объяснить явлением перебивания нефтяной струи струей пара. Действительно, наивыгоднейшее значение коэффициента pulverизации будет однако меньше величины 0,6 кг по следующим соображениям.

Увеличение расхода пара на pulverизацию связано, как мы знаем, с непрерывным возрастанием соответствующей тепловой потери q_ϕ . Считая часовой расход пара на машину B_m равным удесятеренному расходу нефти (что весьма близко к действительности) мы легко подсчитаем потерю на pulverизацию по формуле:

$$q_\phi = \frac{b_\phi \cdot B_n}{B_m} \cdot 100\% = 10 \frac{b_\phi}{E} \%$$

В табл. 27 приведены величины q_ϕ , q_2 и $q_\phi + q_2$. Откладывая последнюю величину в функции от $\frac{b_\phi}{E}$ (черт. 81), получаем плавную кривую, имеющую минимум при значении $\frac{b_\phi}{E}$ около 0,3 = 0,4; эта величина расхода и должна быть признана наивыгоднейшей.

b_{ϕ}	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
\bar{E}	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
q_{ϕ}	14,0	7,0	4,1	2,9	2,4	2,1	2,0
q_2	15,0	9,0	7,1	6,9	7,4	8,1	9,0

На фиг. 82 приведена диаграмма, дающая изменение потери тепла на работу вспомогательной машины стокера и на распределительную головку его в функции от напряжения решетки Y

Кривая относится к испытаниям первого паровоза серии ФД.

Глава XIX

Полезное тепло и методы его определения

Под термином „полезное тепло“ подразумевается все то количество тепла, которое реализуется в паровом котле для испарения и, если котел снабжен пароперегревателем, для дополнительного перегрева пара от температуры насыщения до температуры t_a , устанавливающейся во второй камере коллектора пароперегревательного аппарата.

Если предположить, что давление пара в котле остается в течение всего рассматриваемого периода работы постоянным, а уровни воды в котле в начале и конце работы в точности одинаковы, то количество испаренной воды будет равно расходу ее из тендера.

Зная этот расход A кг и называя теплосодержание 1 кг пара в котле через λ_k , а питательной воды через δ , получим в рассматриваемом простейшем случае выражение для количества полезного тепла, отнесенного к 1 часу работы, в следующем виде:

$$Q_1 = \frac{A \cdot (\lambda_k - \delta) \cdot t_x}{t_x} \text{ кал/час.} \quad (180)$$

Полученное выражение справедливо лишь при отсутствии потерь пара и воды, чего в действительности никогда не бывает.

При питании котла инжекторами часть воды теряется через вестовые трубы; эта потеря должна быть учтена при выводе выражения полезного тепла.

Количество пара, приготовленного котлом для работы машины, будет равно:

$$A - a_i - \Sigma b,$$

где a_i — потеря воды инжекторами, а Σb — сумма служебных расходов пара.

При испытании паровоза в нормальных условиях его работы в большинстве случаев оказывается делом весьма нелегким так провести опыт, чтобы уровень воды в котле к концу опыта был тот же, что и в начале. В особенности это относится к испытанию при высоких форсировках, когда от паровоза берется все, что он может дать, и все его части работают с предельным напряжением. В этом случае часовой расход пара на машину очень велик, и для поддержания постоянного количества воды в котле пришлось бы прибегать

* В перегревном паровозе вместо λ_k берется λ_d — теплосодержание перегретого пара.

к значительному подкачиванию ее инжектором, что даже и на хорошем топливе неминуемо привело бы к падению давления пара. Так как, с другой стороны, поддержание полного давления особенно важно именно в наиболее трудных условиях работы, то и приходится на практике отказаться от выполнения условия постоянства запаса воды в котле (т. е. ее уровня, определяемого по водомерному стеклу). Режим работы паровозного котла на трудных участках профиля в общих чертах таков: перед отправлением топка надлежащим образом заправляется, причем давление пара доводится до предельной допускаемой величины, а уровень воды—примерно до высоты $\frac{3}{4}$ водомерного стекла (более высокий уровень нежелателен из опасения получения слишком влажного пара). При прохождении самого подъема закачки воды из тендера допускаются лишь при том условии, чтобы котловое давление понижалось незначительно. При этом конечно уровень воды постепенно падает, так что к концу поездки вода зачастую оказывается „в нижней гайке“ стекла. Таким образом, запас воды в котле является тем фондом, из которого при прохождении трудных участков профиля производится временный заем, восполняемый по миновании подъема.

Практикуемый часто при грубых методах исследования способ докачки воды до начального уровня по прибытии на конечный пункт опытной поездки является недопустимым, так как при поступлении в котел сразу весьма большого количества холодной тендерной воды уравнивание температур во всей массе котловой воды происходит довольно медленно и подсчет теплового запаса котла, произведенный по отсчетам момента конца закачки, будет ошибочным.

Таким образом, на основании всего сказанного мы приходим к выводу, что применительно к исследованию работы паровозного котла в формулу (180) необходимо ввести поправку на изменение количества воды в самом котле.

Если количество воды в котле перед опытом было h_0 кг, а по окончании опыта— h_1 кг, причем, как это бывает в большинстве случаев, $h_0 > h_1$, то разность $h_0 - h_1$ выражает весовое количество котловой воды, перешедшей в течение опыта в пар.

Называя теплосодержание 1 кг котловой воды (нагретой до температуры кипения, определяемой величиной котлового давления) через q_k , а теплосодержание 1 кг пара—попрежнему через λ_k , получаем затрату тепла на превращение 1 кг котловой воды в пар в виде разности $(\lambda_k - q_k)$, а всего за время опыта:

$$(h_0 - h_1) (\lambda_k - q_k).$$

Вводя соответствующую поправку в уравнение (180), получаем:

$$Q_1 = \frac{(A - a_i - \Sigma b) (\lambda_k - \vartheta) + (h_0 - h_1) (\lambda_k - q_k)}{t_x}. \quad (181)$$

В случае проектирования нового паровоза полезное тепло определяется по формуле:

$$Q_1 = B_m (\lambda_n - \vartheta) + (B_k - B_m) (\lambda_k - \vartheta), \quad (182)$$

где B_m —полезный, а

B_k —полный часовой расход пара в кг.

Что касается величины теплосодержания пара и котловой воды, то эти факторы обследованы опытами целого ряда ученых теплотехников, формулами или диаграммами которых и пользуются ныне при всевозможных подсчетах, касающихся процесса парообразования.

Общий вид формулы, определяющей теплосодержание воды, может быть написан в виде:

$$q = \int_0^t c \cdot dt, \quad (183)$$

где t —температура воды, c —средняя теплоемкость в пределах изменения температуры от 0 до t° .

По опытам Реньо теплоемкость воды изменяется в функции от температуры по закону:

$$c = 1 + 0,00004 \cdot t + 0,0000009 \cdot t^2;$$

умножая это выражение на dt и интегрируя, получаем:

$$q = t + 0,00002t^2 + 0,0000003t^3. \quad (184)$$

Исследуя полученное выражение, мы видим, что q в весьма слабой степени зависит от температуры; в пределах изменения t от 0 до 100° теплоемкость воды может быть принята с вполне достаточной для практики точностью равной единице ($q = 100,5$ кал при $t = 100^\circ$). Таким образом, теплосодержание питательной воды можно принимать равным ее температуре.

Теплосодержание котловой воды q_k может быть найдено по формуле (184) или по таблицам Молье. Теплосодержание 1 кг сухого насыщенного пара выражается по Реньо следующей эмпирической формулой:

$$\lambda_k = q_k + r = 606,5 + 0,305 \cdot t_k; \quad (185)$$

здесь: q_k — теплота жидкости;

r — полная скрытая теплота парообразования.

На основании новейших опытов Каллендера, обставленных с наибольшей полнотой и научной точностью, Молье дает следующее выражение величины λ_u :

$$\lambda_u = 594,7 + 0,477 \cdot t_u - Z \cdot p_k, \quad (186)$$

где: p_k — давление пара в *ата*;

Z — переменный коэффициент, выражаемый формулой:

$$Z = \frac{10000}{427} \left[0,325 \left(\frac{273}{273 + t_k} \right)^{\frac{10}{3}} - 0,001 \right]$$

Величины Z и λ_k могут быть прямо взяты из таблиц. Для влажного пара Молье дает формулу:

$$\lambda_k = q_k + x(\rho + \psi), \quad (187)$$

где: ρ — внутренняя теплота парообразования, т. е. количество тепла, затрачиваемого на изменение физического состояния при превращении жидкости в пар;

ψ — внешняя теплота парообразования, т. е. количество тепла, затрачиваемого на работу увеличения объема при превращении жидкости в пар;

x — степень паросодержания, т. е. количество сухого насыщенного пара, содержащегося в 1 кг влажного пара.

Если например степень влажности пара выражается цифрой 5%, то

$$x = 1 - 0,05 = 0,95.$$

Все величины, входящие в формулу (187), могут быть взяты непосредственно из таблиц. Для перегретого пара Реньо предложил определять теплосодержание по формуле:

$$\lambda_u = \lambda_k + C_p(t_u - t_k), \quad (188)$$

где: λ_k — теплосодержание 1 кг сухого насыщенного пара данного давления [см. формулу (186)];

t_u и t_k — температуры перегретого и насыщенного пара;

C_p — средняя теплоемкость перегретого пара.

Эту последнюю величину Реньо считал постоянной и равной 0,48, но позднейшие исследования выяснили неправильность такого допущения. Наиболее полные и точные данные о величине средней теплоемкости перегретого пара в пределах изменения температур от t_k до t_u приведены в табл. 28, составленной по Кноблауху и Якоби.

$P_k, \text{кг/см}^2$	2	4	6	8	10	12	14	16
t_k	120	143	158	169	179	187	194	200
$t_u = 150^\circ$	0,478	0,515	—	—	—	—	—	—
$t_u = 200^\circ$	0,475	0,502	0,530	0,560	0,597	0,635	0,677	—
$t_u = 250^\circ$	0,474	0,495	0,514	0,532	0,552	0,570	0,588	0,609
$t_u = 300^\circ$	0,475	0,492	0,505	0,517	0,530	0,541	0,550	0,561
$t_u = 350^\circ$	0,477	0,492	0,503	0,512	0,522	0,529	0,536	0,543
$t_u = 400^\circ$	0,481	0,494	0,504	0,512	0,520	0,526	0,531	0,537

Гораздо, повидимому, надежнее подсчитывать теплосодержание перегретого пара по формуле Молье¹:

$$\lambda_u = 594,7 + 0,477 \cdot t_u - Z \cdot p_k. \quad (189)$$

Помимо приведенных формул, величины теплосодержания пара, а также целый ряд других величин, необходимых для котельных расчетов, чрезвычайно удобно находить при помощи диаграмм Молье:

по $I - P$ -диаграмме, в которой представлена зависимость между величиной абсолютного давления p для водяного пара и соответствующим его теплосодержанием;

по $I - S$ -диаграмме, дающей зависимость между теплосодержанием пара и его энтропией.

Теперь нам остается сказать несколько слов о методах определения величин: A , h , a_i , x , t_u .

Вес питательной воды, поступившей во время опыта из тендера в котел, определяется путем измерения объема воды в тендере перед началом опыта и по окончании его; этот способ оказывается гораздо надежнее применения водомеров, не дающих на движущемся паровозе никакой гарантии в смысле исправности их работы.

Для определения уровня воды в тендере практика опытного исследования паровозов выработала весьма простое приспособление, представленное на черт. 83.

Здесь k — кран боковой стенки тендера, v — резиновая трубка, a — стеклянный наконечник, m — уровень воды, c — проволочный крючок для подвешивания трубки во время хода поезда. Для определения уровня воды в тендере достаточно открыть кран k и опускать наконечник a до тех пор, пока в нем не покажется вода.

Если бы такие замеры производились всегда только на строго горизонтальных участках пути, то для определения уровня воды достаточно было бы одной трубки; но так как замеры приходится делать и при наклонном положении тендера (как в продольном, так и в поперечном направлениях), то на тендере приходится ставить четыре трубки, располагая их по углам.

Для того чтобы от уровня перейти к весу воды, необходимо перед опытом произвести калибровку тендера.

Для этой цели тендер устанавливается предварительно по уровню вполне горизонтально; затем воду из него начинают спускать в мерный бачок, поставленный на платформу обыкновенных десятичных весов. После спуска каждых 100 кг воды уровень ее отмечают по каждой из четырех трубок и на стенках тендера наносят рейки с указанием веса слитой воды.

Подобным же образом производится и калибровка котла, с той только разницей, что здесь нет надобности наносить рейки с делением по всей высоте, а лишь в пределах водомерного стекла.

¹ См. например «Hütte», изд. 10-е.

Чтобы избежать ошибки в определении весового содержания воды в котле при нахождении паровоза на негоризонтальном пути, паровоз снабжается так называемым нивелиром, схема которого представлена на черт. 84.

U-образная трубка заполнена керосином (во избежание замерзания в зимнее время).

Пусть паровоз находится на уклоне, как это представлено на черт. 84. Показание уровня в передней трубке нивелира Y' мм, в задней — Y'' мм; полуразность этих отсчетов $Y = \frac{Y'' - Y'}{2}$ равна, как видно из чертежа, $Y = \frac{l}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол наклона оси котла к горизонтали и l — длина нивелира. На нижней половине чертежа x есть поправка показаний водомерного стекла, равная:

$$x = \frac{l}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{L \cdot 2Y}{2l} = Y \cdot \frac{L}{l}.$$

Пусть $l = 5000$ мм, $L = 7500$ мм,
 $Y' = 40$ мм, $Y'' = 14$ мм.

Тогда

$$Y = \frac{40 - 14}{2} = 13 \text{ мм},$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot 13}{5000} = 0,0052$$

и следовательно

$$i = 5,2\text{‰};$$

$$x = \frac{13 \cdot 7500}{5000} = 19,5 \text{ мм}.$$

Для учета потерь воды через вестовые трубы инжекторов она собирается в особые сосуды (ведра), приделанные к концам труб, а затем на стоянках взвешивается. Ввиду незначительности величины a_i можно определять ее приближенно по данным предварительного опыта на стоянке. Производя несколько (20—30) закачиваний, собирают воду, теряемую через вестовые трубы, в бак, который затем взвешивают; деля вес воды на число закачиваний, получаем потерю на 1 закачку. Для определения a_i остается во время опыта фиксировать только число закачек каждым инжектором.

Влажность котлового пара определяется специальным прибором, так называемым калориметром; в последнее время наибольшим распространением пользуется прибор Карпентера, основанный на принципе механического отделения примешанной к пару воды при крутых поворотах паровой струи внутри прибора. У нас в Союзе при производстве опытов над типами паровозов наряду с калориметром Карпентера применяется самодельный калориметр-бочка, работающий по принципу конденсации пара и точного измерения веса конденсата и выделившегося тепла. Этот прибор оказывается, видимо, самым надежным. Подробное описание как самого прибора, так и схемы его действия приведено в монографии „Сравнительное исследование товарных паровозов“, ч. II, стр. 275.

Температура перегретого пара измеряется в коллекторной коробке пароперегревателя при помощи пирометра или термометра.

В качестве примера подсчитаем полезное тепло для условий опытной поездки с паровозом серии Н^В за № 530:

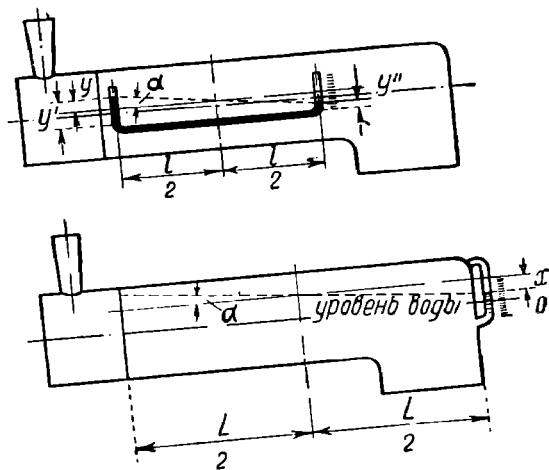
$$t_z = 0,894 \text{ часа};$$

количество воды в тендере перед началом опыта:

$$A_0 = 21\,150 \text{ кг},$$

то же по окончании опыта:

$$A_1 = 16\,480 \text{ кг};$$



Черт. 84.

НВ
УДУНТ
(ДІІТ)

количество воды в котле перед опытом (с поправкой на уклон):

$$h_0 = 5440 \text{ кг},$$

то же по окончании опыта:

$$h_1 = 4780 \text{ кг};$$

потери на инжекторы и на охлаждение пирометров:

$$a_i + a_p = 198 \text{ кг};$$

сумма потерь пара на форсунку, подогреватель, насос и сифон:

$$\sum b = 456 \text{ кг};$$

котловое давление:

$$p_k = 12,6 \text{ кг/см}^2;$$

паросодержание (среднее):

$$x = 0,90,$$

температура воды в тендере:

$$\tau = 21^\circ$$

По таблице Молье находим для $p_k = 12,6$:

$$q_k = 192,2 \text{ кал};$$

$$r = 475,3 \text{ кал};$$

$$x \cdot r = 0,9 \cdot 475,3 = 427,8 \text{ кал};$$

$$\lambda = 192,2 + 427,8 = 620,0 \text{ кал};$$

$$Q_1 = \frac{(21150 - 16480 - 198 - 456)(620 - 21) + (5440 - 4780)(620 - 192)}{0,894} = 3\,006\,600 \text{ кал/час},$$

что составляет:

$$\frac{3006600}{5026700} \cdot 100 = 59,81\% \text{ располагаемого тепла.}$$

Отношению полезного тепла к располагаемому, т. е. величине $\frac{Q_1}{Q_0}$, присвоен термин коэффициент полезного действия котла.

Глава XX

Тепловой баланс паровозного котла. Коэффициент полезного действия котла

Коэффициент полезного действия котла нетто:

$$\eta_{\text{к нетто}} = \frac{Q_1}{Q_0}.$$

Коэффициент полезного действия котла брутто:

$$\eta_{\text{к брутто}} = \frac{Q_1 + Q_5}{Q_0}.$$

Другая форма выражения:

$$\eta_{\text{к нетто}} = \frac{B_m(\lambda_{ii} - \vartheta)}{B_{HK}};$$

$$\eta_{\text{к брутто}} = \frac{B_m(\lambda_{ii} - \vartheta) + (B_k - B_m)(\lambda_k - \vartheta)}{B_{HK}}.$$

Для рассматриваемого нами примера опытной поездки с паровозом серии НВ мы определили в предыдущих главах следующие факторы:

1) располагаемое тепло:

$$Q_0 = Q + Q_{t_0} = 5\,026\,700 \text{ кал/час};$$

2) полезное тепло:

$$Q_1 = 3\,006\,600 \text{ кал/час};$$

3) тепловые потери в топке:

$$Q_2 = 225\,500 \text{ кал/час};$$

4) потеря тепла с отходящими газами:

$$Q_3 = 957\,100 \text{ кал/час.}$$

Потеря тепла, обуславливаемая служебным расходом пара, составляет:

$$Q_5 = \frac{\Sigma b (\lambda_k - \theta)}{t_x} = \frac{456 (620 - 21)}{0,894} = 305\,500 \text{ кал/час.}$$

Потерю на внешнее охлаждение можем подсчитать по формуле (175), беря коэффициент ψ равным (для изоляции среднего качества) 0,6. Замечая, что в данном случае:

$$V = 81 \text{ км/час,}$$

$$t_k = 189^\circ,$$

$$t_b = 23^\circ,$$

$$H_0 = 45 \text{ м}^2,$$

находим:

$$Q_4 = 0,6 \cdot 45 \cdot (2,2 + 0,21 \cdot 86^{0,7}) (189 - 23)^{1/4} = 205\,000 \text{ кал/час.}$$

Табл. 29 представляет сводку данных о величине вышеупомянутых количеств тепла как в абсолютных калориях, так и процентах от располагаемого тепла.

Таблица 29

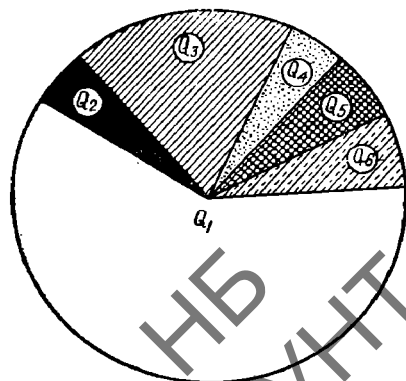
Баланс тепла в котле паровоза серии Н^В по данным опытной поездки от 4/VII 1913 г. за № 530

Располагаемое тепло	$\cdot Q_0$	5 026 700 кал/час	100%
Полезное тепло	$\cdot Q_1$	3 006 600 кал/час	59,81%
Тепловая потеря в топке	$\cdot Q_2$	225 500 »	4,48%
Потеря с уходящими газами	$\cdot Q_3$	957 100 »	19,04%
Потеря на внешнее охлаждение	$\cdot Q_4$	205 000 »	4,08%
Потеря на служебные надобности	$\cdot Q_5$	305 500 »	6,07%
Невязка теплового баланса	$\cdot Q_6$	327 000 »	6,52%
И т о г о		5 026 700	100%

Черт. 85 представляет наиболее простой способ графического изображения теплового баланса котельной установки.

На черт. 86 и 87 приведены материалы для составления тепловых балансов котла паровозов серий С и С^У, полученные при обработке опытных данных. Здесь приведены в виде отдельных кружков величины как полезного тепла, так и отдельных тепловых потерь (в процентах от располагаемого тепла), полученные при опытных поездках; эти потери отложены по оси ординат, по оси абсцисс отложены интенсивности горения.

На черт. 88 и 88а построена сводная диаграмма теплового баланса котла паровозов С и С^У при отоплении нефтью. Ординаты назаштрихованной площади дают полезное тепло; отрезки ординат следующих площадей — последовательно: служебные потери, потерю с уходящими газами, топочные потери (в данном случае только от химической неполноты сгорания), потерю на внешнее охлаждение котла; наконец ор-

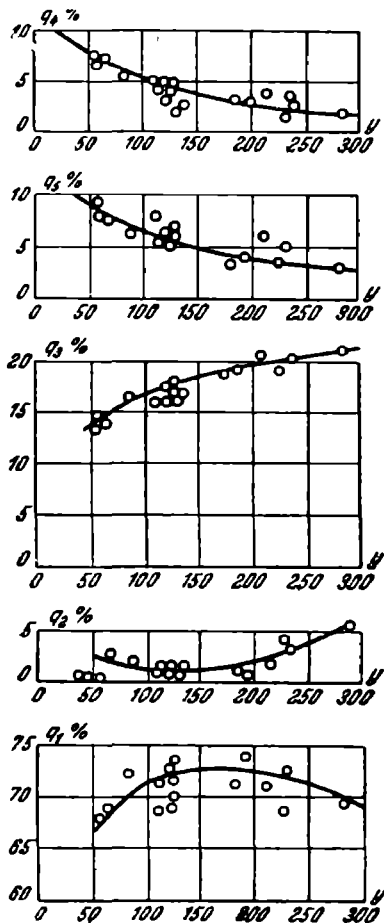


Черт. 85.

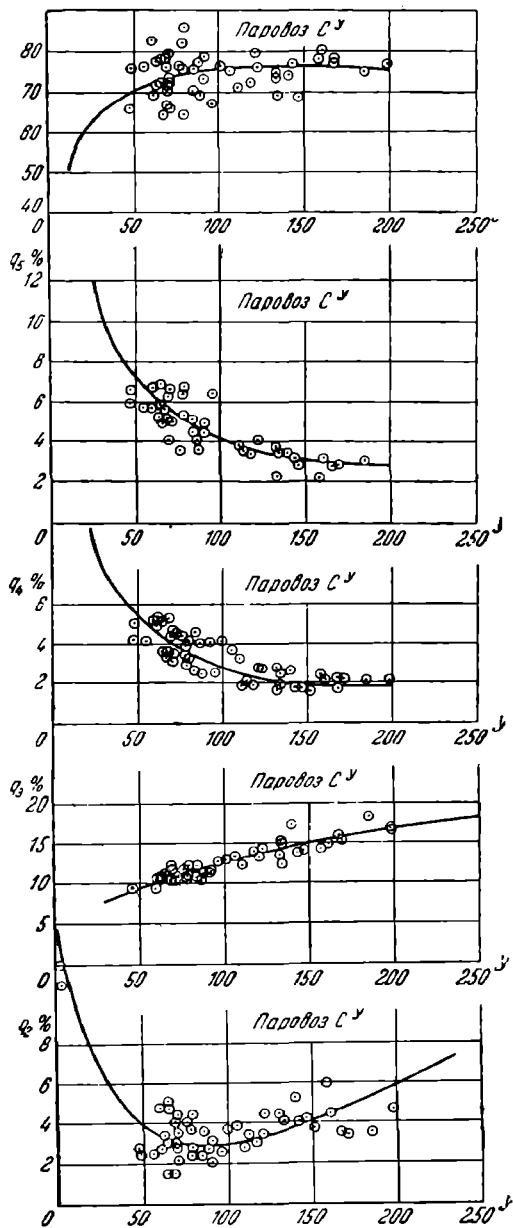
динаты площади, залитой тушью, дают так называемую невязку баланса, которая доходит до 10%, указывая на наличие не учтенных при опыте потерь от недогорания углеводородов.

Подобная диаграмма имеет гораздо более общий характер, чем представленная на черт. 86 для отдельного частного случая работы паровоза, и дает исчерпывающее представление о работе котла.

Диаграмма черт. 89 для товарного паровоза серии O^o показывает, что при нефтяном отоплении первенствующее значение в количественном отно-



Черт. 86.



Черт. 87.

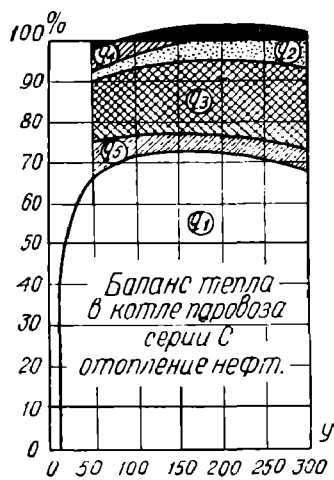
шении занимает потеря тепла с уходящими газами, что объясняется высокой их температурой.

Кроме того прекрасная сходимость диаграмм теплового баланса (на всех планшетах с точностью до 2%) доказывает высокую степень точности подсчетов отдельных потерь и правильность принятых нами методов исследования.

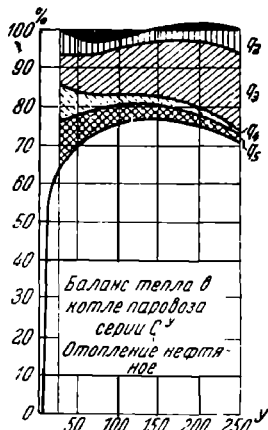
На черт. 90 и 91 приведены диаграммы теплового баланса котла (паровоз серии O^B) на угольном отоплении. Первое, что здесь бросается в глаза, — это значительная невязка, достигающая почти 20%. Объясняется это главным образом трудностью учета тепловой потери от уноса недогоревших частиц

топлива в дымовую трубу. При отоплении спекающимся хорошим углем как учетные топочные потери (механические и химические), так и невязка, т. е. унос в трубу, значительно меньше, чем для неспекающегося угля.

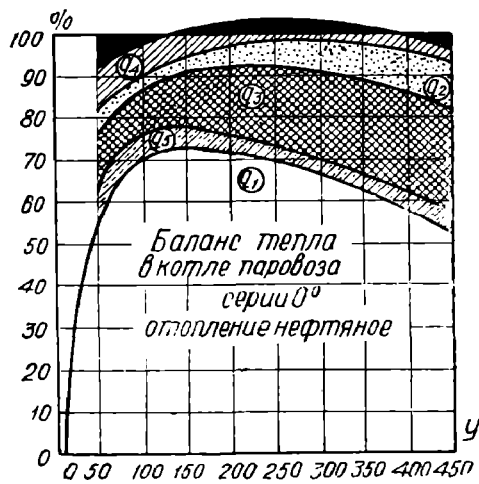
На черт. 92 и 93 даны тепловые балансы паровозов серий ФД и Т^А, работавших на угольном отоплении со стокером типа В—К; по этим данным можно ориентироваться в выборе величин η_k для проектных паровозов, работающих на стокерах.



Черт. 88.

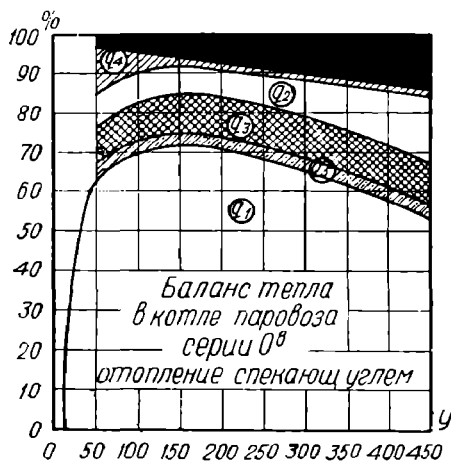


Черт. 88а.

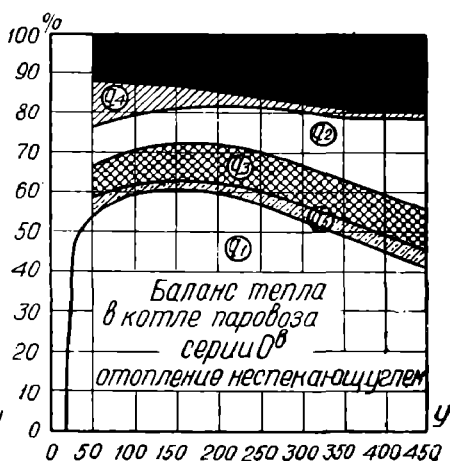


Черт. 89.

На черт 94 приведены кривые коэффициентов полезного действия котла, полученные при опытах с товарным паровозом серии О на различных топливах: Н — нефть; У₁ — спекающийся донецкий уголь; У₂ — неспекающийся донецкий уголь; Д — дрова с влажностью около 26%.



Черт. 90.

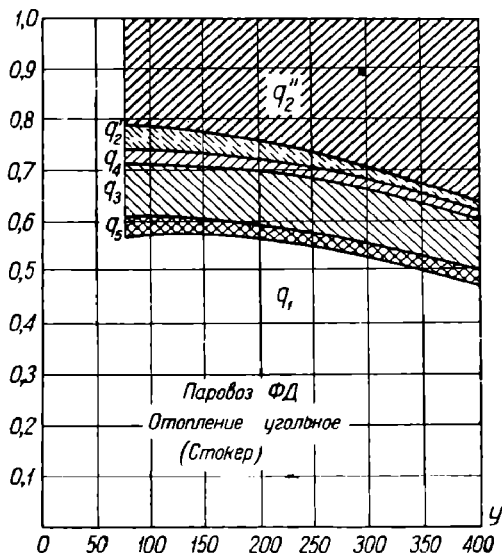


Черт. 91.

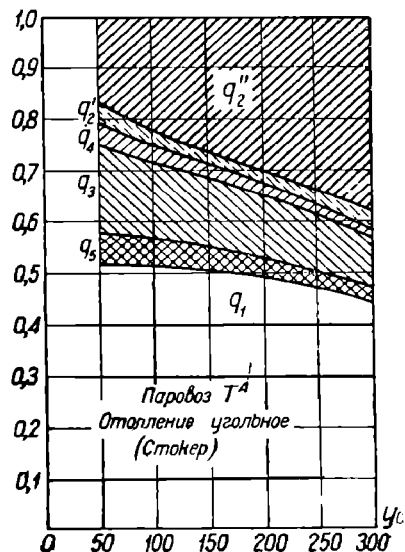
При первом взгляде на эту сводную диаграмму может показаться, что дрова являются очень выгодным топливом с точки зрения реализации весьма высокого коэффициента полезного действия котла при больших интенсивностях горения. На самом деле это конечно далеко не так.

Дело в том, что с точки зрения реализации в паровых цилиндрах той или иной мощности, потребной для выполнения заданной внешней работы, решающим фактором является не интенсивность горения, а часовая производитель-

ность котла, т. е. количество кг пара, приготовляемого котлом в течение 1 часа. Поэтому и сравнение величины коэффициента полезного действия котла для разных топлив правильнее производить при одной и той же часовой производительности. Такое сопоставление выполнено для паровоза серии О на черт. 95.

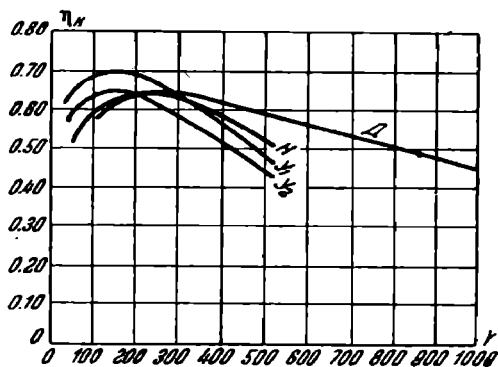


Черт. 92.

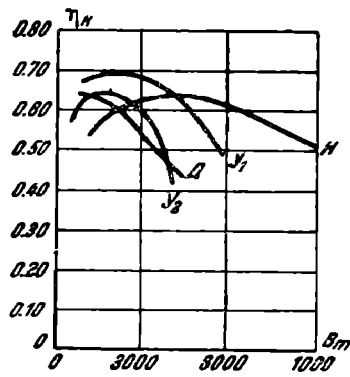


Черт. 93.

Исследование работы паровозов серии О^В с полногрузным составом показывает, что средняя рабочая производительность котла выражается цифрой около 4000 кг/час. Из черт. 95 видно, что при этих условиях работа на дровах протекает при весьма низком коэффициенте полезного действия котла ~ 0,45; нефть же и лучшие сорта спекающихся углей позволяют поддерживать эту цифру равной 0,64.



Черт. 94.



Черт. 95.

Кроме того черт. 95 показывает, что в то время, как на угольном и дровяном отоплении η_k резко падает с увеличением паропроизводительности, на нефти это падение наблюдается в гораздо более слабой степени.

Диаграммы, подобные представленной на черт. 95, имеют громадную ценность, давая возможность быстро ориентироваться в вопросах, связанных с переводом паровозов с одного рода топлива на другой. При подобного рода переменах в деле топливного снабжения железных дорог, вызываемых теми или иными экономическими соображениями, в первую очередь приходится решать весьма важный вопрос об установлении норм расхода нового сорта топлива.

В прежнее время за неимением достаточных данных этот вопрос решался грубо приближенно, принимали расходы топлива обратно пропорциональными теплотворным способностям. Рассмотрим метод решения поставленного вопроса на следующем примере.

Пусть дорога обслуживается паровозами серии О, причем средняя паропроизводительность котла, соответствующая принятому весу состава и средней технической скорости движения, равна B_m кг/час. Товарное движение переводится с нефти на дрова.

Называя для нефти через B_h , K и η_k соответственно средний часовой ее расход, соответствующий потребной паропроизводительности B_m , нижний предел теплопроизводительности и коэффициент полезного действия котла, имеем соотношение:

$$B_h \cdot K \cdot \eta_n = B_m \cdot (\lambda_k - \vartheta),$$

выражающее условие равенства полезного тепла располагаемому, умноженному на коэффициент полезного действия котла.

Для дровяного отопления получаем соответственно:

$$(B_h)_1 \cdot (K)_1 \cdot (\eta_k)_1 = B_m \cdot (\lambda_k - \vartheta).$$

Определяя из составленных выражений величины расходов B_h и $(B_h)_1$, потребных для выполнения заданной перевозки, берем отношение этих величин:

$$\frac{(B_h)_1}{B_h} = \frac{\eta_k}{(\eta_k)_1} \cdot \frac{K}{(K)_1}. \quad (190)$$

Пусть $B_m = 3750$ кг/час, что соответствует действительным средним эксплуатационным условиям работы паровозов рассматриваемого типа на наших же железных дорогах.

Из диаграммы (черт. 95) находим:

$$\begin{aligned} \text{для нефти } \eta_k &= 0,64; \\ \text{для дров } (\eta_k)_1 &= 0,47. \end{aligned}$$

Принимая $K = 10\,000$ и $(K)_1 = 3000$ кал/кг и подставляя эти цифры в формулу (190), находим:

$$\frac{(B_h)_1}{B_h} = \frac{0,64}{0,47} \cdot \frac{10000}{3000} = 4,54;$$

эта цифра может быть названа действительным эквивалентом нефтяного топлива по отношению к дровам средней влажности для паровозов серии О.

При использовании приближенным методом получили бы теоретический эквивалент:

$$\frac{10000}{3000} = 3,33.$$

Столь значительное расхождение полученных цифр указывает на недопустимость оценки топливных эквивалентов только по цифрам теплопроизводительности и требует принятия во внимание действительной степени использования сравниваемых топлив на паровозах данного типа.

В заключение необходимо отметить, что расходные эквиваленты двух топлив могут оказаться различными для разных типов паровозов. Так например, эквивалент нефти по отношению к дровам, подсчитанный по вышеприведенному методу для паровоза серии Э, оказывается равным 3,86. Объясняется это тем, что паровозы этого типа имеют площадь колосниковой решетки в 2,3 раза больше, чем паровозы серии О, что позволяет работать с меньшими интенсивностями горения; а это последнее обстоятельство чрезвычайно важно именно для низкосортных топлив в смысле повышения степени их использования.

Кривые паропроизводительности. Построение предположительных кривых для проектируемых паровозов. Предельные значения паропроизводительности для разных паровозов и топлив

Кривые коэффициента полезного действия дают наглядное представление об экономичности работы паровозного котла; вопрос же о реализуемой при этом мощности в смысле часовой паропроизводительности непосредственно этими диаграммами не выявляется, и решение его сопряжено с вспомогательными аналитическими подсчетами. Между тем с точки зрения эксплуатационной практики, стремящейся взять от паровоза все, что он может дать, этот второй вопрос является в большинстве случаев более существенным.

Этими соображениями и объясняется то обстоятельство, что η_k -диаграммы сравнительно слабо прививаются в расчетно-практической отрасли паровозной теплотехники, которая выработала взамен их другие диаграммы, более удобные для решения ряда практических задач, связанных с эксплуатацией паровозов.

Таковыми диаграммами являются кривые $Z_m = f(Y)$.

Величина Z_m связана с часовой паропроизводительностью котла уравнением

$$B_m = Z_m H_k.$$

Кривые $Z_m = f(Y)$ — параболического характера, обращены вогнутостью к оси абсцисс. Из соотношения

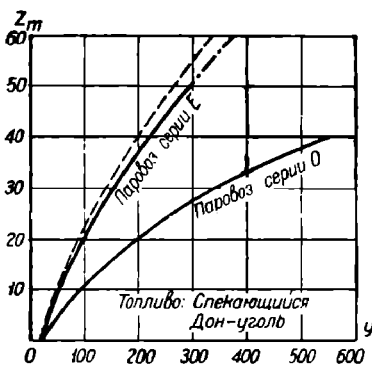
$$B_h K \eta_k = B_m \cdot (\lambda_k - \vartheta), \quad (191)$$

заменяя $B_h = YR$ и $B_m = Z_m H$, получаем:

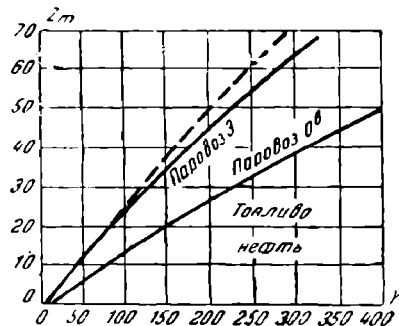
$$Z_m = Y \eta_k \frac{R}{H} \frac{K}{(\lambda_k - \vartheta)}. \quad (192)$$

Таким образом, очертание кривой $Z_m = f(Y)$ зависит от:

- 1) геометрических размеров котла, а именно: от величины отношения площади колосниковой решетки R к испаряющей поверхности нагрева H ;
- 2) теплопроизводительности топлива K ;
- 3) состояния пара λ_k ;
- 4) степени использования топлива η_k .



Черт. 96.



Черт. 97.

При этом значение интенсивности парообразования будет тем больше, чем больше величина $\frac{R}{H}$, чем лучше топливо и чем выше степень его использования; кроме того при работе насыщенным (влажным) паром достигаются, при прочих равных условиях, большие значения Z_m , чем при перегретом.

На черт. 96 приведены зависимости интенсивности парообразования от интенсивности горения, полученные из опытов с товарными паровозами О и

Е при отоплении донецким углем приблизительно одинакового качества; для первого паровоза отношение площади решетки к испаряющей поверхности нагрева составляет:

$$\frac{1,85}{152,4} = \frac{1}{82,4};$$

для второго (постройки завода Baldwin'a):

$$\frac{5,98}{240,2} = \frac{1}{40,2}.$$

На черт. 97 имеем подобное же сопоставление для паровозов серий О^В и Э; оба паровоза—на нефтяном отоплении.

Если бы у обоих сравниваемых паровозов были в точности одинаковы величины коэффициентов полезного действия котла и теплосодержания 1 кг пара, то, как показывает уравнение (192), величины Z_m для паровозов Е можно бы найти по таковым же для паровоза О, увеличивая эти последние в отношений:

$$\frac{1}{40,2} : \frac{1}{82,4} = 2,05.$$

Полученные таким приближенным вычислением кривые нанесены на соответствующих планшетах пунктирными линиями и вполне, как видим, могут быть применяемы при всякого рода предварительных расчетах, так как получившиеся отклонения этих предположительных кривых от действительных не превышают 9—10%.

Указанный метод вычисления предположительных значений интенсивности парообразования для того или иного паровоза по данным непосредственного опыта с другим типом, но на том же самом топливе, имеет большое значение для теплового расчета паровозного котла. Способ этот в более общем виде основан на следующем. Обозначая для построенного паровоза через Y_0 , Z_0 (η_k)₀, (λ_k , R_0) и H_0 интенсивность горения, интенсивность парообразования, коэффициент полезного действия, теплосодержание рабочего пара, площадь решетки и испаряющую поверхность нагрева, а для проектного паровоза те же факторы через Y , Z_m , η_k , λ , R и H , имеем:

$$Z_m = Y \cdot \eta_k \cdot \frac{R}{H} \cdot \frac{K_0}{\lambda}$$

и

$$Z_0 = Y_0 (\eta_k)_0 \frac{R_0}{H_0} \frac{K_0}{(\lambda_k)_0},$$

откуда

$$\frac{Z_m}{Z_0} = \frac{Y}{Y_0} \cdot \frac{\eta_k}{(\eta_k)_0} \cdot \frac{R}{R_0} \cdot \frac{H_0}{H} \cdot \frac{(\lambda_k)_0}{\lambda_k}.$$

Полагая $\eta_k = (\eta_k)_0$ и сравнивая значения Z_m при одних и тех же значениях Y , т. е. считая $Y = Y_0$, находим:

$$\xi = \frac{Z_m}{Z_0} = \frac{R}{R_0} \cdot \frac{H_0}{H} \cdot \frac{(\lambda_k)_0}{\lambda_k}. \quad (193)$$

Вычисляя по этой формуле величину переходного коэффициента ξ и изменяя в найденном отношении ординату кривой $Z_m = f(Y)$ построенного паровоза, получаем ординаты аналогичной кривой для проектного паровоза.

Изложенный способ пользования опытными данными вполне допустим и дает достаточную степень точности для однотипных паровозов. Но при этом надо помнить, что распространять данные, полученные с одним сортом топлива, на другой — совершенно недопустимо, как это неоднократно подчеркивалось в предыдущем изложении.

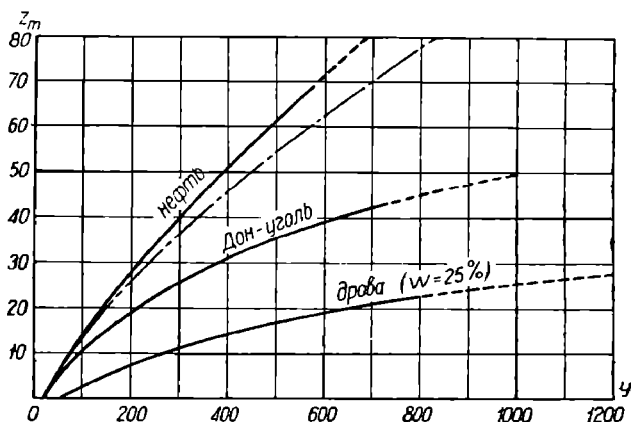
На черт. 98 приведены опытные данные о паропроизводительности поверхности нагрева котла товарного паровоза серии О^В на различных

сортах топлива. В предположении совершенно одинаковой степени использования нефти и дров нефтяная кривая получилась бы путем увеличения ординат дровяной кривой в отношении теплотворных способностей, т. е. $\frac{10000}{3000}$ (пунктирная кривая), что дает отклонение от действительности на 15—20%.

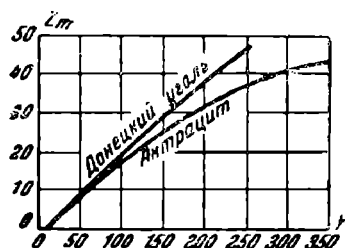
Еще более наглядный пример влияния степени использования топлива на величину достигаемой паропроизводительности представлен на черт. 99 для паровоза Е при отоплении донецким углем и антрацитом, теплопроизводительности которых почти одинаковы (около 7200 кал); и несмотря на это разница значений Z_m , достигнутых при отоплении этими горючими, доходит до 25%.

В начале настоящей главы, говоря об изобразительных свойствах кривых $\eta_k = f(Y)$ и $Z_m = \varphi(Y)$, мы упомянули, что диаграммы этого последнего типа

дают наглядное представление лишь о мощности котла, скрадывая вопрос об экономичности его работы в смысле процентного отношения использованной энергии к располагаемой.



Черт. 98.



Черт. 99.

Из уравнения (192) следует, что при отсутствии каких бы то ни было тепловых потерь в рабочем процессе котла та наибольшая интенсивность парообразования, которая была бы реализована при этих идеальных условиях, выразилась бы через

$$\max Z_m = Y \frac{R}{H} \cdot \frac{K}{\lambda_k - \delta} \quad (194)$$

Ввиду того, что все факторы, входящие в правую часть написанного выражения, кроме Y , суть величины постоянные (для данного паровоза), кривая $\max Z_m = f_1(Y)$ обращается в прямую, проходящую через начало координат, построение которой может быть выполнено без всяких затруднений для любого паровоза. Сказанное о форме этой кривой в полной мере справедливо лишь для паровозов, работающих насыщенным паром, теплосодержание которого может быть принято приблизительно постоянным. Что же касается перегретых паровозов, то здесь, как увидим впоследствии, температура перегрева, а следовательно и величина λ_k , резко возрастают с увеличением Y ; благодаря этому свойству диаграмма наибольших Z_m выразится уже не прямой линией, а некоторой пологой кривой, обращенной вогнутостью к оси Y -ов.

Это будет некоторая кривая Oa (черт. 100). Если для того же самого паровоза кривая Oe представляет диаграмму изменения действительных величин интенсивности парообразования, соответственно уравнению

$$Z_m = Y \cdot \eta_k \frac{R}{H} \cdot \frac{K}{\lambda_k}, \quad (195)$$

то, очевидно, отношение ординат этих двух кривых выражает не что иное, как коэффициент полезного действия котла, так как, деля уравнение (195) на уравнение (194), получим:

$$\frac{Z_m}{Z_{max}} = \frac{Y \cdot \eta_k \cdot \frac{R}{H} \cdot \frac{K}{\lambda_k}}{Y \cdot \frac{R}{H} \cdot \frac{K}{\lambda_k}} = \eta_k.$$

Такая комбинированная диаграмма, состоящая из кривой изменения действительных реализуемых Z_m и прямой наибольших Z_m , достигаемых в идеале, дает нам одновременное представление как о мощности котла, так и об его экономичности.

Идя далее по пути развития указанного метода, предполагаем, что из всех тепловых потерь имеет место только внешнее охлаждение котла; в этом случае могли бы быть реализованы значения Z'_m , выражаемые уравнением:

$$Z'_m = \frac{Y \cdot R \cdot K - Q_4}{H \cdot \lambda_k},$$

или в графической форме — кривой Ob (черт. 100). Таким образом ординаты, заключенные между Oa и Ob , показывают относительное уменьшение мощности котла вследствие потерь на внешнее охлаждение.

При наличии потерь на внешнее охлаждение и на химическую и механическую неполноту сгорания и при отсутствии остальных потерь можно было бы реализовать

$$Z''_m = \frac{YRK - (Q_4 + Q_2)}{H \cdot \lambda_k},$$

что дает ограничивающую кривую Oc , причем отрезки ординат между Ob и Oc будут, очевидно, характеризовать влияние топочных потерь.

Добавляя к предыдущим потерям потерю с уходящими газами, получаем уравнение:

$$Z'''_m = \frac{YRK - (Q_4 + Q_2 + Q_3)}{H \cdot \lambda_k},$$

дающее возможность нанести кривую Od .

Наконец, вводя в расчет и служебные потери, имеем:

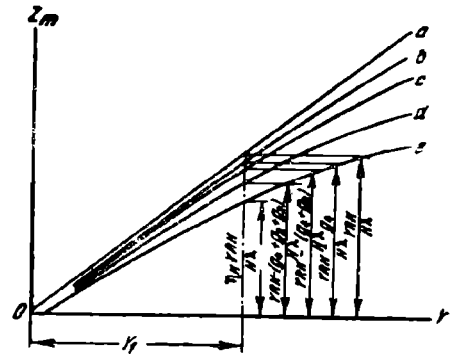
$$Z_m = \frac{YRK - (Q_4 + Q_2 + Q_3 + Q_5)}{H \cdot \lambda_k} = \frac{\eta_k YRK}{H \cdot \lambda_k};$$

$$[YRK - (Q_4 + Q_2 + Q_3 + Q_5)] = Q_0 - (Q_4 + Q_2 + Q_3 + Q_5) = Q_1 = \eta_k Q_0 = \eta_k YRK,$$

что дает уже известную нам кривую действительных интенсивностей парообразования Oe . В таком окончательном виде диаграмма, представленная на черт. 100 (или для конкретного примера паровоза серии O^0 на нефтяном отоплении — на черт. 101), является вполне универсальной, давая наглядное и исчерпывающее представление о мощности котла, об его экономичности и о количественном распределении отдельных тепловых потерь.

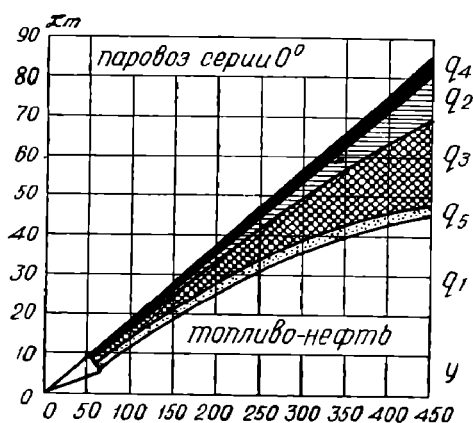
Изучая очертание кривых $Z_m = f(Y)$, мы видим, что по мере увеличения интенсивности горения возрастание Z_m становится все более и более медленным. В некоторых случаях кривая переходит через максимум в пределах практически достижимых значений Y , как это видно из черт. 102, относящегося к отоплению паровоза серии Щ слабо спекающимся углем.

Картина работы паровоза, представленная на черт. 102, является показателем уродливых старых методов отопления, которые заводили паровоз в тупик. Современная нам методика отопления указывает, что на любых углях и их смесях мы можем реализовать высокие форсировки котла. Тот „перелом“ кривой $Z_m = f(Y)$, который представлен на черт. 102, является лишь показателем не приспособленности бригад к отоплению данного паровоза.

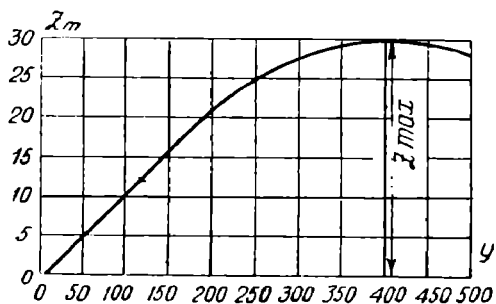


Черт. 100.

Все сказанное приводит нас к выводу, что на угольном отоплении должен существовать практический предел часовой загрузки топлива вручную, обуславливающий конечно и практический предел паропроизводительности. Опыты над типами паровозов железных дорог СССР показали, что эта цифра — около 2500—3000 кг/час.



Черт. 101.



Черт. 102.

В табл. 30 приведены данные практически достижимых значений Z_m для наиболее распространенных товарных паровозов железных дорог СССР.

Таблица 30

Серия паровоза	Площадь решетки $R \text{ м}^2$	Испаряющая поверхность нагрева $H \text{ м}^2$	Расчетное значение Z_m	
			спекающиеся угли	неспекающиеся угли
Ов	1,85	152,4	32—35	30—32
Щ	2,8	206,1	35—40	32—35
Эу, Эм	4,46	194,4	50	45
Е ^Ф	6,0	240,2	55—60	50—55
ФД, ИС	7,0	295,0	60—70	55—60
СО	6,0	229,0	55—60	—

Глава XXII

Выбор расчетного паронапряжения котла

Величина Z_k хотя бы и на данном определенном топливе есть понятие фиктивное, совершенно не характеризующее действительных условий работы паровозного котла. На одном паровозе данная величина паронапряжения достигается вполне свободно в повседневных условиях его работы; для другого при этом же сорте топлива она является уже рекордной или даже практически недостижимой.

Для примера сравним два паровоза нашего паровозного парка: 4-осный компаунд-паровоз О^в и 6-осный „Декапод“ серии Е^Ф. На первом паровозе при отоплении лучшими сортами донецких углей можно снимать 35 кг/м²·ч; в то же время „Декапод“ даже на значительно худшем угле свободно дает паросъем 50—55 кг/м²·ч.

На паровозах 1-5-1 серии ФД кривоносовские бригады свободно получают Z_k порядка 60—80 кг/м²·ч, что не является пределом.

Все дело здесь в величине отношения испаряющей поверхности нагрева котла к площади колосниковой решетки, в способе отопления (вручную или при помощи стокера) и в навыках бригады.

Вот эти-то соотношения между величиной Z_k и отношением $\frac{H_k}{R}$ мы и попытаемся установить.

Рассмотрим случай работы паровоза на донецком угле марки ПЖ следующего состава: С = 73,0%; Н = 4,3%; О = 2,5%; N = 1,0%; S = 1,7%; W = 4,0%; A = 13,5%.

Теплотворная способность рабочего топлива:

$$K = 7100 \text{ кал/кг};$$

химическая характеристика:

$$\beta_0 = 2,37 \frac{4,3 - \frac{2,5}{8}}{73} = 0,13.$$

Пусть условия работы угольной топki характеризуются следующими цифрами:

$$\alpha = 1,5; \text{CO} = 1,5\%.$$

Тогда из основных уравнений сгорания находим:

$$\text{CO}_2 = 10,67\%; \text{O}_2 = 7,84\%.$$

Далее имеем:

$$G_{\text{с}} = 3,645; G_{\text{д}} = 0,000383.$$

Рассматривая в дальнейшем три варианта работы паровозного котла при напряжении решетки $Y = 200, 300$ и $400 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$, примем потерю от провала и уноса угля (главную часть этой потери составляет унос несгоревших частиц в дымоходы и трубу) для напряжения $200 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ в 5% от всего тепла сгорания. Закон изменения этой потери q_2'' в зависимости от напряжения решетки Y примем в виде:

$$q_2'' = a \cdot Y^2;$$

что довольно близко к истине для угольных паровозов. Для нашего примера:

$$q_2'' = 0,000125 Y^2.$$

Отсюда находим:

$$(q_2)_{Y=300} = 0,000125 \cdot 300^2 = 11,0\%;$$

$$(q_2'')_{Y=400} = 0,000125 \cdot 400^2 = 20,0\%.$$

Коэффициент, учитывающий потери от провала и уноса:

$$\mu_y = 200 = 0,95; \mu_y = 300 = 0,89; \mu_y = 400 = 0,80.$$

Потери от химического недогорания:

$$q_2' = \frac{56,9}{7100} \frac{73}{10,67+1,5} 100\mu = 7,21 \mu$$

и для выбранных форсировок:

$$(q_2')_{Y=200} = 6,84\%; (q_2')_{Y=300} = 6,34\%;$$

$$(q_2')_{Y=400} = 5,76\%.$$

Температура уходящих газов:

$$T_3 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{Y \frac{R}{H} \mu K + 4400}{Y \frac{R}{H} \mu K + 223000}},$$

где H — полная (с пароперегревателем) поверхность нагрева.

Значения T_3 и q_3 для разных Y и $\frac{H}{R}$ приведены в табл. 31 и 32:

Таблица 31

$\frac{H}{R}$	Y	200	300	400
		T ₃ в градусах		
80	.	297	347	378
60	.	339	397	433
40	.	410	480	522

Таблица 32

$\frac{H}{R}$	Y	200	300	400
		в процентах		
80	.	14,94	16,44	16,44
60	.	17,13	18,90	18,59
40	.	20,86	23,04	22,62

Потери тепла с уходящими газами:

$$q_3 = \frac{G_b c T_3 + G_b \delta T_3^2}{7100} \cdot 100 \mu,$$

Потеря на наружное охлаждение котла:

$$q_4 = \frac{\psi (2,2 + 0,21 V^{0,7}) (t_k - t_a)^{1,5} H_0}{Y R K} \cdot 100,$$

где: V — скорость хода в км/час:

t_к и t_а — температуры котловой воды и наружного воздуха:

H₀ — наружная поверхность котла.

Принимаем:

$$V = 20 \text{ км/час}; t_k = 190^\circ; t_a = 0^\circ; \psi = 0,6.$$

После подстановки, умножая числителя и знаменателя формулы на H, находим:

$$q_4 = \frac{0,6 (2,2 + 0,21 \cdot 20^{0,7}) 190^{1,5} \cdot 100}{7100 Y} \frac{H_0}{H} \cdot \frac{H}{R} = 36 \frac{1}{Y} \cdot \frac{H_0}{H} \cdot \frac{H}{R}.$$

Величина $\frac{H_0}{H}$ может быть принята для паровозного котла 0,28; тогда:

$$q_4 = \frac{10}{Y} \cdot \frac{H}{R}.$$

Значение потери q₄ сведены в табл. 33.

Таблица 33

$\frac{H}{R}$	Y	200	300	400
		q ₄ в процентах		
80	.	4,00	2,67	2,00
60	.	3,00	2,00	1,50
40	..	2,00	1,33	1,00

Зная теперь все отдельные потери, мы можем подсчитать и величину к. п. д. котла (брутто):

$$\eta_k = \frac{100 - (q_2' + q_2'' + q_3 + q_4)}{100}.$$

Эти величины и приводим в табл. 34.

Таблица 34

$\frac{H}{R}$	Y	200	300	400
		η _к в процентах		
80	.	69,2	63,5	56,1
60	.	68,0	61,8	54,1
40	.	65,3	58,3	50,0

Таблица 35

$\frac{H}{R}$	Y	200	300	400
		ZH _к в кг/м ² . ч		
80	.	19,19	26,41	31,11
60	.	25,14	34,27	40,00
40	.	36,22	48,49	56,12

Имея выражение

$$\eta_{\kappa} = \frac{Z_{\kappa}^H 640}{YRK}$$

находим Z_{κ}^H — паронапряжение в кг нормального пара ($\lambda_n = 640$):

$$Z_{\kappa}^H = Y \cdot \eta_{\kappa} \frac{7100}{640} \frac{1}{R}$$

Цифровые данные о величине Z_{κ}^H сведены в табл. 35.

В табл. 36 приведены данные как для угольного, так и для нефтяного отопления. Нефть принята с теплотворной способностью $K = 9900$; состав нефти: С = 86,4%; Н = 12,4%; О = 1,2%; $\alpha = 1,2$; СО = 0,8%.

Таблица 36

Топливо—уголь марки ПЖ				Топливо—нефть					
Y	200	300	400	Y	100	200	300		
$\frac{H}{R} = 80$	q''_2	5%	11%	20%	$\frac{H}{R} = 80$	T_3	260°	356°	431°
	T_3	297°	347°	378°		q'_2	3,08%	3,08%	3,08%
	q_3	14,94%	16,44%	16,14%		q_4	5,0%	2,5%	1,67%
	q'_2	6,84%	6,34%	4,76%		η_{κ}	0,808	0,787	0,759
	q_4	4%	2,67%	2%		Z_{κ}^H	15,63	30,43	44,02
	η_{κ}	0,692	0,635	0,561					
Z_{κ}^H	19,19	26,41	31,11						
$\frac{H}{R} = 60$	T_3	339°	397°	433°	$\frac{H}{R} = 60$	T_3	295°	407°	493°
	q_3	17,13%	18,90%	18,59%		q_3	12,83%	18,16%	22,34%
	q_4	3%	2%	1,5%		q_4	3,75%	1,87%	1,25%
	η_{κ}	0,680	0,618	0,541		η_{κ}	0,803	0,769	0,733
	Z_{κ}^H	25,14	34,27	40,00		Z_{κ}^H	20,70	39,72	56,69
$\frac{H}{R} = 40$	T_3	410°	480°	522°	$\frac{H}{R} = 40$	T_3	356°	493°	591°
	q_3	20,86%	23,04%	22,62%		q_3	15,72%	22,34%	27,10%
	q_4	2%	1,33%	1%		q_4	2,50%	1,25%	0,83%
	η_{κ}	0,653	0,583	0,506		η_{κ}	0,787	0,733	0,690
	Z_{κ}^H	36,22	48,49	56,12		Z_{κ}^H	30,43	59,69	80,05

Таким образом, мы видим, что, уменьшая (при тех же размерах топки R) вдвое поверхность нагрева H , мы автоматически получаем почти вдвое большие величины среднего паронапряжения поверхности нагрева при самом незначительном понижении экономичности работы котла. Действительно, для угольного отопления будем иметь снижение к. п. д. котла:

при слабой форсировке ($Y = 200$):

$$\frac{0,692 - 0,653}{0,692} \cdot 100 = 5,6\%;$$

при средней форсировке ($Y = 300$)

$$\frac{0,635 - 0,583}{0,635} \cdot 100 = 8,2\%;$$

при высокой форсировке ($Y = 400$)

$$\frac{0,561 - 0,506}{0,561} \cdot 100 = 9,8\%.$$

Таким образом, идти на значительное уменьшение поверхности нагрева котла, если этого требуют весовые соображения, вполне допустимо.

Кроме того, уменьшая H при тех же размерах огневой коробки и заставляя котел работать с повышенным паронапряжением трубчатой части и с повышенными температурами газов, омывающих пароперегреватель, мы, несомненно, повышаем и перегрев пара, что, как будет выяснено впоследствии, значительно повышает к. п. д. паровой машины.

Задаваясь величиной отношения пароперегревательной поверхности H_n к испаряющей поверхности H_k

$$\frac{H_n}{H_k} = 0,33$$

и принимая температуры перегрева пара при различных форсировках по опытным данным с паровозом серии С^У, обладающим как раз вышеуказанной величиной $\frac{H_n}{H_k}$, имеем при температуре подогрева воды $\vartheta = 90^\circ$:

$$\eta_k = \frac{Z_k H_k (\lambda_n - \vartheta)}{Y R K} = \frac{Z_k H_k (\lambda_n - 90)^*}{Y R \cdot 7100},$$

откуда

$$Z_k = Y \eta_k \frac{7100}{(\lambda_n - 90) \frac{H_k}{R}}, \quad (196)$$

$$\frac{H}{R} = \frac{H_k}{R} + \frac{H_n}{R} = \frac{H_k}{R} + \frac{H_n}{H_k} \frac{H_k}{R} = \frac{H_k}{R} + \frac{1}{3} \frac{H_k}{R} = \frac{4}{3} \cdot \frac{H_k}{R};$$

после этого находим:

$$Z_k = Y \cdot \eta_k \frac{7100}{(\lambda_n - 90) \frac{3}{4} \cdot \frac{H}{R}}. \quad (196a)$$

Значения температуры перегретого пара t_n и теплосодержания λ_n приведены в табл. 37, а также на черт. 103.

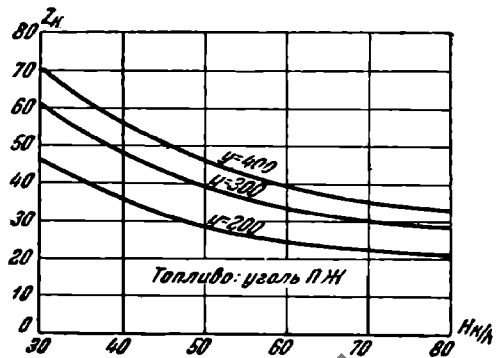
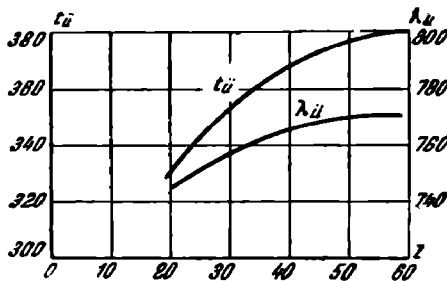
Таблица 37

Z_k	20	30	40	50
t_n	330°	355°	369°	378°
λ_n	744,4	757,5	765,2	770,0

Значения величины полного паронапряжения поверхности нагрева котла Z_k находятся методом попыток. Пусть например мы хотим определить Z_k для угольного отопления при $Y = 300$ и $\frac{H}{R} = 60$. Из предыдущих таблиц имеем:

$$\eta_k = 0,618.$$

Задаваясь $Z_k = 35$, имеем из черт. 103 $t_n = 362^\circ$, $\lambda_n = 762$. Из формулы (196a)



находим:

$$Z_k = 300 \cdot 0,618 \frac{7100 \cdot 4}{(762 - 90) \cdot 60 \cdot 3} = 44,87,$$

что значительно отличается от взятой ранее цифры 35. Задаемся поэтому $Z_k = 43$; имеем: $t_n = 372^\circ$; $\lambda_n = 767$;

* Весь котловой пар принят перегретым.

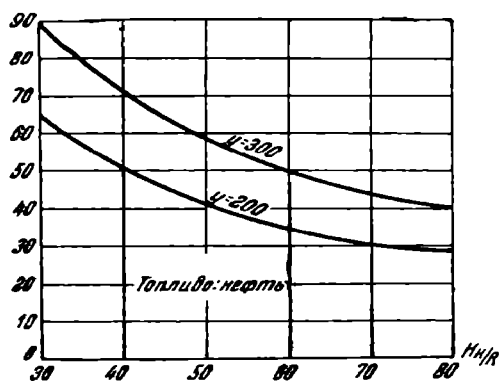
$$Z_k = 300 \cdot 0,618 \frac{7100 \cdot 4}{(767 - 90) \cdot 60 \cdot 3} = 43,2.$$

Подсчитанные таким путем значения Z_k для разных $\frac{H}{R}$ и Y при угольном отоплении приводим в табл. 38.

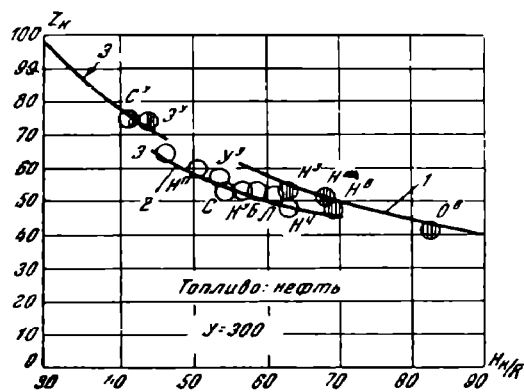
Таблица 38

Топливо—уголь	Марки ПЖ		
	200	300	400
Y			
$H/R = 80; H_k/R = 60$	0,692	0,635	0,561
$\left. \begin{array}{l} \eta_k \\ \lambda u \\ t_u \\ Z_k \end{array} \right\}$	751	761	765
	343°	361°	363°
	24,78	33,59	39,34
$H/R = 60; H_k/R = 45$	0,680	0,618	0,541
$\left. \begin{array}{l} \eta_k \\ \lambda u \\ t_u \\ Z_k \end{array} \right\}$	760	767	770
	357°	372°	378°
	32,03	43,20	50,21
$H/R = 40; H_k/R = 30$	0,653	0,583	0,506
$\left. \begin{array}{l} \eta_k \\ \lambda u \\ t_u \\ Z_k \end{array} \right\}$	769	772	774
	375°	382°	383°
	45,32	60,69	70,03

На черт. 104 приведены в виде кривых зависимости $Z_k = f\left(Y, \frac{H_k}{R}\right)$ по данным табл. 38, а на черт. 105 — такие же кривые для нефтяного отопления. На черт. 106 дано сопоставление полученных теоретическим подсчетом кривых с данными непосредственного опыта, причем даны кривые для перегревых паровозов с водоподогревом и без него, а также и для бесперегревых



Черт. 105.



Черт. 106.

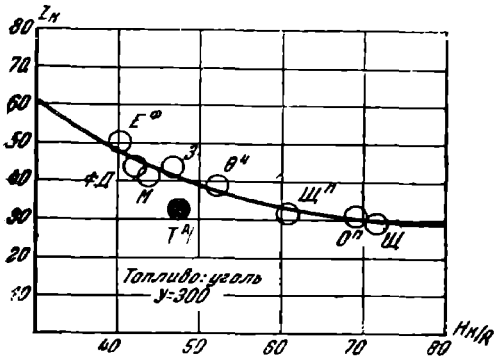
паровозов. На черт. 107 такое же сопоставление дано для паровозов на угольном отоплении. Совпадение, как видим, во всех случаях получается вполне удовлетворительное, что дает нам право рекомендовать полученные кривые как расчетные. Интересно отметить, что паровоз серии ТГ с механически обслуживаемой топкой дал величину Z_k значительно ниже кривой, что объясняется сильно пониженным значением η_k вследствие значительного уноса угля, разбрызгиваемого по решетке струей пара.

Для более грубой ориентировки в вопросе о величине полезного паросъема Z_m можно руководствоваться следующими исходными данными. Имеем зависимость:

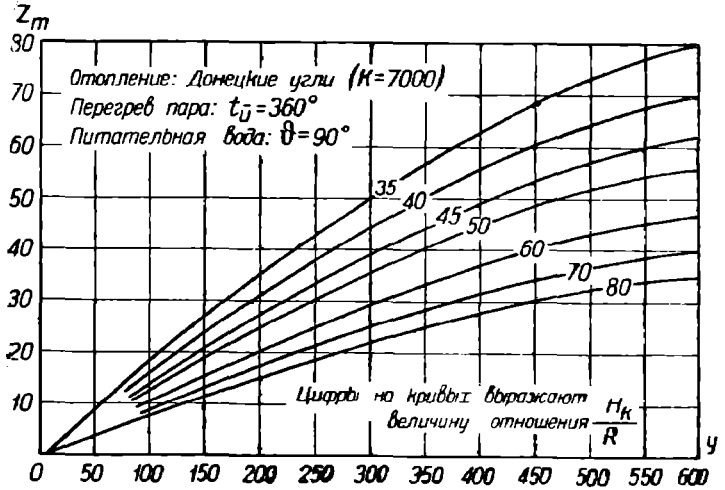
$$Z_m = Y \cdot \eta_k^{\text{нетто}} \cdot \frac{R}{H_k} \cdot \frac{K}{\lambda u - \theta}. \quad (197)$$

Задаваясь для донецких углей $K = 7000$, для температур перегрева пара $350 - 370^\circ$, $\lambda_a = 750$ и для подогрева питательной воды $\vartheta = 90^\circ$, имеем:

$$Z_m = 10,6 (Y \cdot \eta_k) \cdot \frac{R}{H_k}$$



Черт. 107.



Черт. 108.

Из паспортов паровозов серий ФД и ИС имеем в среднем для донецких углей и их смесей следующие данные (табл. 39):

Таблица 39

Y	200	300	400	500	600
η_k	0,58	0,55	0,52	0,49	0,45
$Y \cdot \eta_k$	116	165	208	240	270

На основании цифр этой таблицы и предыдущего уравнения составлены табл. 40 значений величины Z_m и график (черт. 108).

Таблица 40

$\frac{H_k}{R}$ \ Y	200	300	400	500	600
35	35	50	63	74	80
40	31	44	55	65	70
45	27	39	49	57	62
50	25	35	44	52	56
60	20	29	37	43	47
70	17	25	31	37	40
80	15	22	27	32	35

Цифры этой таблицы дают нам с достаточной для практических целей степенью точности ожидаемые форсировки котла для любого паровоза и находятся в полном соответствии с теми показателями работы паровоза, которые мы имеем у наших передовиков — кривоносовцев¹

¹ Подробно о влиянии повышенных форсировок на показатели работы паровоза серии ФД изложено в статье автора "Что может дать паровоз ФД при кривоносовских методах работы", Труды МЭМИИТ, вып. XXVIII, 1936 г.

Глава I

Перегрев пара и даваемые им преимущества. Средние величины достигаемой экономии в расходах воды и топлива

Одним из крупнейших этапов по пути постепенного развития и усовершенствования паровоза как теплового двигателя является введение перегрева пара. Эта мера позволяет весьма значительно повысить коэффициент полезного действия паровозной машины, т. е., иными словами, дает возможность выполнить заданную перевозку при значительно меньшей затрате топлива.

Факт этот можно ныне считать твердо установленным как теоретическими выводами, так и данными многочисленных опытов.

Причина указанного преимущества работы с перегревом заключается, с одной стороны, в физических свойствах самого рабочего тела, т. е. перегретого пара, а с другой стороны, в изменении сущности тепловых процессов, происходящих в паровом цилиндре на почве теплового взаимодействия между паром, с одной стороны, и стенкам и цилиндра и поршня, с другой.

Основное свойство перегретого пара заключается в том, что по мере перегрева удельный объем пара увеличивается гораздо быстрее, чем затрата тепла на приготовление весовой единицы такого пара. Громадная практическая ценность этого свойства станет вполне понятной, если мы вспомним, что с точки зрения работы в паровом цилиндре важен не вес, а объем пара. Для того чтобы осуществить в цилиндре определенных размеров заданную степень наполнения ϵ , в него надо ввести объем пара, равный

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \frac{\epsilon}{100} \cdot h,$$

где: d — диаметр цилиндра;

ϵ — степень наполнения, выраженная в долях от единицы;

h — длина хода поршня. Написанное выражение справедливо лишь в том предположении, что вредное пространство в цилиндре при мертвом положении поршня заполнено паром, давление которого равно давлению выпускаемого свежего пара.

Более общее выражение объема расходуемого пара имеет вид:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \frac{\epsilon}{100} \cdot h + \mu m_0, \quad (198)$$

где: m_0 — объем вредного пространства цилиндра;

μ — коэффициент, зависящий от давления пара в конце сжатия.

Итак, для получения заданной степени наполнения цилиндра, обуславливающей в свою очередь реализацию вполне определенной индикаторной работы (при данном давлении), в цилиндр должен быть впущен некоторый определенный объем свежего пара. Иными словами, мерилom мощности паровоза является не вес, а объем свежего пара, впускаемого в паровые цилиндры в единицу времени.

В связи с этим одной из важнейших задач экономики рабочего процесса паровой установки является изыскание таких условий, при которых себестоимость 1 м³ рабочего пара при данном его давлении была бы наименьшей. Задача эта и была блестяще разрешена применением перегретого пара.

Если мы назовем через v удельный объем (объем 1 кг) пара в м³, то вес 1 м³ пара, а следовательно и вес воды, затраченной на его приготовление, будет, очевидно, равен:

$$b = \frac{1}{v} \text{ кг.} \quad (199)$$

Называя далее через λ весовое теплосодержание пара, т. е. количество тепла (в кал), которое необходимо затратить на приготовление в котле 1 кг пара, мы получаем затрату тепла на приготовление 1 м³ пара, равную $\frac{\lambda}{v}$ кал.

Если топливо, потребляемое котлом, имеет теплопроизводительность K кал/кг, а котел работает с коэффициентом полезного действия η_k , то расход топлива на приготовление 1 м³ пара может быть выражен следующим образом:

$$c = \frac{\lambda}{v \cdot K \cdot \eta_k} \text{ кг.} \quad (200)$$

В табл. 41 приведены для насыщенного (при различной влажности) и перегретого (при разных степенях перегрева) пара давлением 13 ата следующие факторы: теплосодержание 1 кг пара λ ; удельный объем v , расход воды $\frac{1}{v}$ и угля на приготовление 1 м³ пара, причем для угольного отопления взято: $K = 7000$ кал, $\eta_k = 0,60$.

Таблица 41

Состояние пара		Теплосодержание 1 кг пара в кал/кг λ	Удельный объем пара в м ³ /кг λ	Расход воды на приготовление 1 м ³ пара $b = \frac{1}{v}$ кг	Расход угля на приготовление 1 м ³ пара $c = \frac{\lambda}{4200}$
Содержание влаги	10%	621,5	0,140	7,14	1,057
	5%	645,2	0,148	6,76	1,038
	0%	669,0	0,156	6,42	1,023
Степень перегрева	50°	697,9	0,178	5,63	0,935
	100°	724,9	0,198	5,05	0,872
	150°	750,9	0,218	4,59	0,820
	200°	776,4	0,237	4,22	0,780
	250°	801,3	0,256	3,91	0,745

На черт. 109 результаты подсчетов представлены в графической форме. Сравнивая приведенные в табл. 49 цифры расхода воды и топлива для приготовления одного и того же объема пара, а следовательно для реализации одной и той же индикаторной работы, мы видим, что по мере перегрева пара расходы непрерывно уменьшаются. Так например, расход воды при работе насыщенным паром с 5% влаги (с таким примерно процентом влажности пара работают обычно котлы паровозного типа в пути) равен 6,76 кг, а при перегреве пара на 150°, что при давлении в 13 кг/см² соответствует температуре перегретого пара $t_d = 190,6 + 150 = 340,6^\circ$, цифра расхода воды понижается до 4,59 кг, что дает экономию:

$$\mathcal{E}_0 = \frac{6,76 - 4,59}{6,76} \cdot 100 = 32,1\%;$$

цифры расхода топлива в обоих рассматриваемых случаях: 0,623 и 0,492 кг, так что экономия топлива составляет:

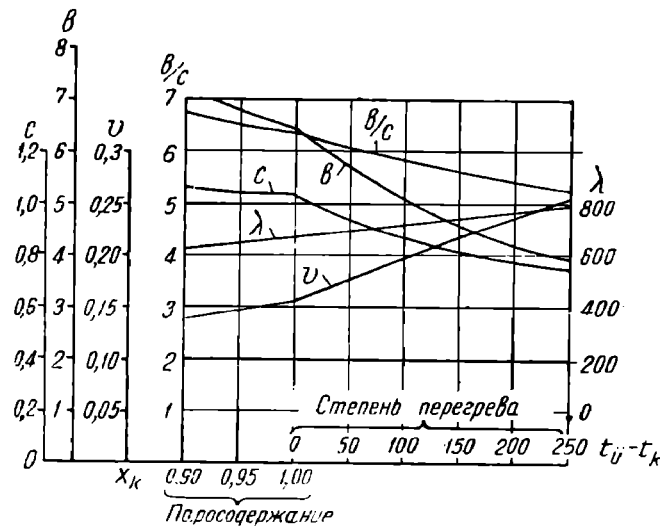
$$\mathcal{E}_m = \frac{1,038 - 0,820}{1,038} \cdot 100 = 20,96\%.$$

Подсчитывая, таким образом, экономию воды и топлива для различных степеней перегрева по сравнению с насыщенным паром 5% влажности, получаем следующие цифры (табл. 42):

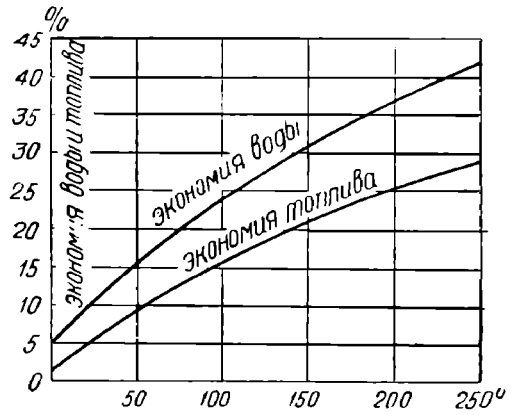
Таблица 42

Степень перегрева	0°	50°	100°	150°	200°	250
Экономия воды %	5,0	16,7	25,3	32,1	37,6	42,2
Экономия топлива%	1,4	9,8	16,0	21,0	24,9	28,2

Полученные данные представлены графиком на черт. 110. Тот факт, что экономия топлива получается значительно меньше экономии воды, не пред-



Черт. 109.



Черт. 110.

ставляется неожиданным. Дело в том, что если по мере перегрева пар получает все больший и больший объем v , то и приготовление такого пара обходится дороже с точки зрения затраты тепла λ , а следовательно и топлива.

Полная экономия, получаемая в действительности при перегретом паре, будет значительно больше полученных теоретических цифр вследствие значительного улучшения коэффициента полезного действия машины за счет уменьшения теплообмена между паром и стенками цилиндра и поршня. Подробный анализ этого явления будет нами приведен в третьей части курса при исследовании теплового процесса паровой машины; здесь же мы ограничимся только самыми краткими сведениями по этому вопросу.

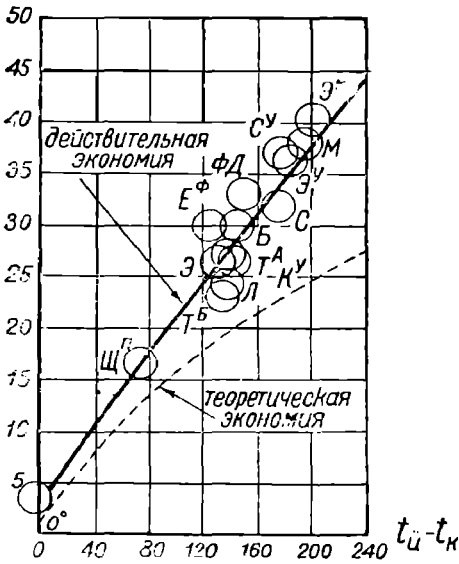
Поступающий в цилиндр в начале хода поршня свежий пар приходит в соприкосновение со стенками впускного канала, непосредственно перед этим сильно охлажденным током выпускаемого из цилиндра пара низкой температуры. Вследствие этого часть тепла, заключающегося в свежем паре, отдается стенкам, и происходит частичная конденсация пара, а следовательно и потеря работы; в восполнение этой потери практически приходится вводить в цилиндр количество пара, значительно большее теоретически необходимого, определяемого формулой (198).

При работе насыщенным паром выделившаяся при конденсации, а также и внесенная в цилиндр вместе с паром вода, покрывая мельчайшими каплями

стенки цилиндра и поршня, способствует более энергичному дальнейшему теплообмену вследствие большей теплоемкости воды по сравнению с паром. Поэтому начальная конденсация в машинах, работающих насыщенным паром, чрезвычайно велика.

Если пару перед впуском его в цилиндр сообщить достаточно высокий начальный перегрев (не менее 140—150° выше температуры парообразования), то такой пар в цилиндрах конденсироваться не будет; явление начальной конденсации заменяется в этом случае лишь некоторым понижением температуры пара в период впуска (контракция), причем величина тепловой потери, являющейся результатом теплообмена между паром и сухими металлическими стенками, оказывается во много раз меньше, чем при работе насыщенным паром.

Учитывая все сказанное, можно приблизительно считать, что действительная экономия воды и топлива при перегретом паре будет на 40—50% больше тех величин, которые были приведены выше на черт. 110, как видно из черт. 111, где приведены результаты



Черт. 111.

опытов с различными типами паровозов, серии которых указаны на чертеже; пунктирная кривая перенесена с черт. 110.

Глава II

Классификация и общее описание различных систем паровозных пароперегревателей

Приготовленный котлом пар собирается в верхней части котла, в так называемом паровом пространстве, где он соприкасается лишь с зеркалом воды и внутренней поверхностью цилиндрической части котла, омываемой снаружи воздухом; при таких условиях притока тепла к пару ниоткуда быть не может.

Для того чтобы перегреть этот пар, его необходимо до поступления в паровые цилиндры машины привести в соприкосновение с газами сгорания, имеющими более высокую температуру, что осуществляется присоединением к котлу особых приборов, называемых пароперегревателями.

В паровозных котлах—ввиду крайне напряженной их работы, требующей приготовления весьма большого количества перегретого пара (в современных мощных паровозах—до 25000 кг/час и более) высокой температуры, с одной стороны, и недостатка места, с другой,—вопрос о выборе системы пароперегревателя и его размещения является весьма серьезным и ответственным.

Действительно, если в большинстве стационарных установок имеется полная возможность осуществления пароперегревателя с весьма большой поверхностью нагрева, то в паровозах эта возможность весьма ограничена, что заставляет изыскивать, и применять здесь такие системы пароперегревательных аппаратов, которые обладают наибольшим тепловым эффектом.

В зависимости от особенностей устройства самого пароперегревателя и способа размещения его в котле все паровозные пароперегреватели могут быть разделены на следующие характерные группы:

- 1) пароперегреватели, помещающиеся в дымовой коробке;
- 2) пароперегреватели, помещающиеся внутри котла;
- 3) пароперегреватели, помещающиеся внутри жаровых или дымогарных труб;
- 4) пароперегреватели с отдельной топкой;
- 5) камерные пароперегреватели.

Перегреватели первой системы чрезмерно загромождают внутренность дымовой коробки и увеличивают нагрузку на передние оси паровоза; кроме того при таком расположении перегревательных трубок они омываются газами весьма невысокой температуры (250 — 400°), почему и перегрев пара не может быть значительным. Перегреватели подобной системы, предложенные Шмидтом, имели следующее устройство. В нижней части котла помещалась жаровая труба диаметром 300 мм, соединяющая топку с дымовой коробкой; назначение этой трубы состояло в том, чтобы подводить к перегревателю газы с более высокой температурой. Перегревательные трубки были расположены тремя концентрическими спиралями в дымовой камере, а концы их закреплены в двух коллекторных коробках.

Такой перегреватель был поставлен у нас на пассажирских паровозах бывш. серии Бг, причем оказалось, что полученный перегрев пара очень невысок. Подсчеты показывают, что в жаровую трубу направляется около $\frac{1}{3}$ топочных газов, остальная же масса их идет по дымогарным трубам, выходя в дымовую коробку с температурой в 300 — 350°. Принимая среднюю температуру газов по выходе из жаровой трубы, согласно опытным данным, в 600°, получим среднюю температуру всей массы газов перед перегревателем равной:

$$T_A = \frac{600 \cdot 0,33 + 350 \cdot 0,67}{0,33 + 0,67} = 434^\circ.$$

Эта низкая температура и является причиной слабого теплового эффекта перегревателя. Если под котлом сжигается B_h кг топлива, то количество газов составляет:

$$(1 + L_0 \cdot \alpha) B_h \text{ кг/час.}$$

Обозначая среднюю теплоемкость газов через c_p , температуру газов, вступающих в область пароперегревателя, через T_A , а покидающих его — через $T_{A'}$, находим количество тепла, отданного газами пароперегревательными трубками:

$$Q_u = B_h (1 + L_0 \alpha) \cdot c_p (T_A - T_{A'}) \text{ кал/час.}$$

Если через пароперегреватель проходит в течение часа B_m кг пара, то приращение теплосодержания 1 кг пара в перегревателе составляет:

$$\Delta \lambda = \frac{Q_u}{B_m} \text{ кал.}$$

Прибавляя эту величину к теплосодержанию влажного пара, вступающего в перегреватель из котла, получаем теплосодержание 1 кг перегретого пара:

$$\lambda_u = \lambda_k + \frac{Q_u}{B_m},$$

откуда по формулам Молье, или по $I - S$ -диаграмме получаем и его температуру.

Полагая (по опытным данным), для нефтяного отопления:

$$L_0 = 14, \alpha = 1,2,$$

$$\frac{B_m}{B_h} = 10,$$

$$c_p = 0,25,$$

$$T_A = 430^\circ,$$

$$T_{A'} = 260^\circ,$$

находим:

$$\Delta \lambda = \frac{(1 + 14 \cdot 1,2) \cdot 0,25 (430 - 260)}{10} \approx 75 \text{ кал};$$

полагая теплосодержание λ_k при $p_k = 13$ кг/см² и $x_k = 0,95$ равным 645 кал, находим:

$$\lambda_u = 645 + 75 = 720 \text{ кал};$$

$$t_u \approx 270 - 280^\circ.$$

При опытах с перегревателем Шмидта на паровозах Б^г температура пара наблюдалась весьма близкой к полученным цифрам.

После первого неудачного опыта постановки этого рода пароперегревателей на паровозах серии Б^г указанная система в Союзе ССР более не применяется.

Пароперегреватели второй группы осуществляются в виде плоских коробок, помещаемых внутри цилиндрической части котла, через днища которых проходят котельные дымогарные трубы; часть поверхности нагрева этих труб и утилизируется, таким образом, для перегрева пара.

Серьезными недостатками таких пароперегревателей являются: значительное уменьшение испаряющей поверхности нагрева котла; неизбежное охлаждение перегретого пара окружающей котловой водой; трудность развальцовки дымогарных труб в местах прохождения их через коробку пароперегревателя, а следовательно и отсутствие гарантии в герметичности этих соединений.

Перегреватель этой системы (Пиллока) в Союзе ССР не применяется. Перегреватели с отдельной топкой (четвертая) группа могут быть осуществлены в виде совершенно отдельного агрегата, помещенного над паровозным котлом, или в виде элементов, расположенных в верхней части дымовой коробки. И в том и в другом случае пароперегреватель обслуживается отдельной топкой (форсункой), помещаемой в дымовой коробке.

Согласно первому предложению (Вильгельм Шульц), над паровозным котлом располагается особый цилиндр с двумя трубчатыми решетками и развальцованными между ними такими же дымогарными трубами, как и в котле, газы поступают в этот цилиндр из „передней топки“ паровоза и, двигаясь по трубам, выходят около будки машиниста в особую дымовую камеру и далее в атмосферу через дымовую трубу; цилиндрическая часть верхнего котла заполнена перегреваемым паром.

Пароперегреватель системы Гаганса расположен в верхней части дымовой коробки в виде весьма большого числа тонких трубчатых элементов, закрепленных концами в двух коробках, разделенных перегородками на ряд секций; особенностью перегревателя является совершенно отдельный перегрев пара для каждого цилиндра машины.

Обе описанные системы, весьма оригинальные по замыслу и обладающие серьезными теоретическими достоинствами, отличаются чрезвычайной сложностью и громоздкостью устройства.

Первая система вряд ли практически осуществима, так как добавочное сопротивление протеканию газового потока по двум котлам вместо одного должно возрасти до недопустимых размеров.

При второй системе должна, повидимому, получиться значительная перегрузка передней оси.

Пароперегреватели третьей группы пользуются наибольшим (ныне почти исключительным) распространением на паровозах.

Первоначальные попытки расположения элементов пароперегревателей этой группы в нормальных дымогарных трубах дали отрицательные результаты ввиду сильного дросселирования газов в таких трубах и быстрого их засаривания сажей и негоревшими частицами топлива. Все это заставило при постановке на паровозы пароперегревателей рассматриваемой группы прибегнуть к некоторым конструктивным изменениям в самом котле. В верхней части котла взамен обыкновенных дымогарных труб развальцовывается несколько рядов жаровых труб увеличенного диаметра (диаметр в свету 119 — 125 мм), число которых колеблется в зависимости от мощности паровоза и требуемого перегрева от 15 до 50 и более штук. Внутри этих жаровых труб располагаются элементы пароперегревателя той или иной системы в виде цилиндрических, кольцевых или полукольцевых трубок, концы которых выходят в дымовую камеру и закрепляются там в особых парособирательных коробках (большая часть устраивается одна литая коробка, подразделенная внутренней перегородкой на два отделения). В задней части элементы, во избежание обгорания их в области чрезмерно высоких температур, не доходят на 500 — 600 мм до плоскости задней трубчатой решетки котла; при этом температура газов

у начала элементов достигает при наибольшей форсировке почти 1000°, чем и обеспечивается высокий тепловой эффект пароперегревателя.

Влажный пар из котла поступает по регуляторной трубе в первую камеру парособирательной коробки, откуда рядом трубок подводится к отдельным элементам, циркулирует по ним внутри жаровых труб и затем отводится уже перегретым во вторую камеру коллектора, откуда и поступает через пароподводящие трубы в цилиндры машины.

Все устройство пароперегревателя получается компактным, легким и доступным для осмотра и замены отдельных элементов.

Топочные газы, поступающие в жаровые трубы, омывают параллельно с перегревательной и испаряющую поверхность нагрева, ввиду чего уменьшение этой последней за счет присоединения к котлу пароперегревательного аппарата получается незначительным.

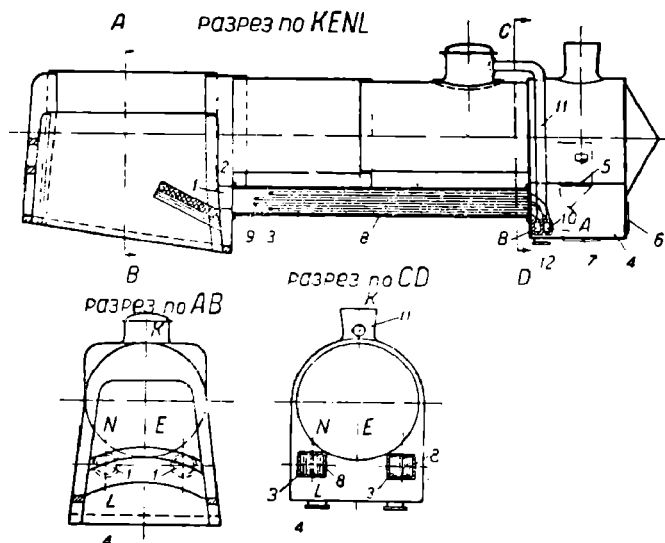
Вес перегревателя распределяется более или менее равномерно на все оси паровоза.

Дымовая коробка не загромождается чрезмерно элементами пароперегревателя.

Отдельные элементы могут быть выполнены вполне взаимозаменяемыми.

Ввиду уже отмеченного выше преимущественного распространения на сети наших и заграничных железных дорог жаротрубных паровозных пароперегревателей, дальнейшее исследование рабочего процесса пароперегревателя будет изложено применительно к аппаратам этой группы.

Представителем группы камерных пароперегревателей является у нас пароперегреватель системы инж. Пирина, которым оборудован в виде опыта один из паровозов серии Е. Схема устройства пароперегревателя системы Пирина показана на черт. 112: 1—отверстия для втулок 2, в которых крепятся камеры 3; 4—нижняя дымовая коробка с дверцами 5, 6 и 7 (первая—для регулирования количества газов, поступающих в камеры, вторая—для выемки элементов, третья—для удаления уноса из дымовой коробки); 8—железная обшивка камер, изготовляемых из изолирующих материалов (шамот); 9—элементные трубки; 10—двухкамерный коллектор; 11—труба, подводящая свежий пар к коллектору; 12—труба, отводящая перегретый пар к золотниковым коробкам.



Черт. 112.

Глава III

Теплопередача в паровозном котле, снабженном жаротрубным пароперегревателем. Коэффициент разделения газов между жаровыми и дымогарными трубами

В предыдущем изложении нами был подробно исследован процесс тепловой работы бесперегревного паровоза. Присоединение к котлу пароперегревателя, для обслуживания которого часть топочных газов ответвляется от общей массы их в жаровые трубы, оборудованные элементами пароперегревателя, значительно усложняет схему рабочего процесса котла.

В области топочной камеры рабочий процесс котла перегретого паровоза ничем, очевидно, не будет отличаться от подробно разработанной в предыдущем изложении схемы. Дойдя до отверстий топочной решетки, газы сгорания принуждены разделиться на две самостоятельные порции: часть их β направляется в жаровые трубы, омывая там как испаряющую, так и перегревательную поверхность нагрева; остальная же часть $(1 - \beta)$ поступает в дымогарные трубы. Если T_2 — температура газов (средняя) в плоскости топочной решетки, то теплосодержание газов в этом пункте:

$$Q_{T_2} = M \cdot T_2 + N \cdot T_2^2.$$

Из этого тепла поступает:
в отверстия жаровых труб

$$Q_a = \beta \cdot Q_{T_2} = \beta \cdot M \cdot T_2^{жк} + \beta \cdot N \cdot T_2^{жк2}; \quad (201)$$

в отверстия дымогарных труб

$$Q_{T_2^d} = (1 - \beta) Q_{T_2} = (1 - \beta) M T_2^d + (1 - \beta) \cdot N \cdot T_2^{d2}. \quad (202)$$

Точно так же, называя через T_3 среднюю температуру отходящих газов, получим следующие выражения для потерь тепла с отходящими газами из жаровых и дымогарных труб:

$$Q_s = \beta M T_3^{жк} + \beta N T_3^{жк2}; \quad (203)$$

$$Q_{T_3^d} = (1 - \beta) M T_3^d + (1 - \beta) \cdot N \cdot T_3^{d2}. \quad (204)$$

Уравнение теплопередачи, отнесенное к доле газов, протекающих по дымогарным трубам, напишется для всего протяжения этих последних (т. е. в пределах изменения температур от T_2^d до T_3^d) следующим образом:

$$(1 - \beta) (M + 2N t_k) \ln \frac{T_2^d - t_k}{T_3^d - t_k} + 2(1 - \beta) N (T_2^d - T_3^d) = K_d H_d. \quad (205)$$

Выражение для средней скорости протекания газов по дымогарным трубам принимает вид:

$$W_d = \frac{\rho \cdot 29,27 \cdot L_a \mu B_h \cdot (1 - \beta) \cdot \left(\frac{T_2^d + T_3^d}{2} + 273 \right)}{13,596 \cdot 760 \cdot 3600 \cdot \Omega_d} = \\ = 0,8425 \frac{L_a \alpha B_{ht} (1 - \beta)}{10^6 \Omega_d} \left(\frac{T_2^d + T_3^d}{2} + 273 \right) \quad (206)^1$$

Обращаясь теперь к изучению теплопередачи в жаровых трубах, по которым протекает часть β общего количества топочных газов, назовем через β' ту часть газов, которая обслуживает перегреватель, отдавая тепло перегретому пару, циркулирующему внутри элементов; таким образом, эта часть газового потока выражается в долях от всей массы топочных газов коэффициентом

$$\gamma = \beta \cdot \beta';$$

остальная часть газов в количестве $\beta \cdot (1 - \beta')$ передает заключающееся в ней тепло через стенки жаровых труб котловой воде.

Количество тепла, поглощаемого в жаровых трубах как котловой водой, так и паром, найдется, очевидно, как разность теплосодержаний газов перед и за жаровыми трубами, выражаемых уравнениями (201) и (203), т. е.:

$$Q_{жк} = Q_a - Q_s = \beta M (T_2^{жк} - T_3^{жк}) + \beta N (T_2^{жк2} - T_3^{жк2}). \quad (207)$$

Разделение газов сгорания на две порции при входе в отверстия топочной решетки должно, очевидно, произойти в зависимости от тех сопротивлений трения, которые имеют место при протекании газов как по жаровым, так и по дымогарным трубам.

¹ В выражении для W_d вместо $L_a + 1$ взято $\rho \cdot L_a$

Полное сопротивление (в кг) протеканию газов по трубе выражается формулой:

$$S = \zeta \cdot \Omega \cdot \gamma,$$

где: Ω — площадь живого сечения трубы;

γ — средний удельный вес протекающей по трубе жидкости или газа;

ζ — некоторый коэффициент, представляющий собой высоту (в м) над уровнем оси трубы условного газового столба с площадью сечения Ω и плотностью γ .

$$s = \frac{S}{\Omega} = \zeta \cdot \gamma$$

будет выражать среднее „удельное сопротивление“ внутри трубы (в кг/м²), приходящееся на единицу площади поперечного сечения ее.

Величина ζ выражается, как известно из гидродинамики, следующим образом:

$$\zeta = \frac{A}{2g} \omega^2 \cdot \frac{L}{r},$$

где: A — постоянный коэффициент;

ω — средняя скорость газов в трубе в м/сек;

L — длина трубы в м;

r — средний гидравлический радиус живого сечения трубы;

g — ускорение силы тяжести.

Для дымогарных труб величина удельного гидродинамического сопротивления будет равна:

$$\begin{aligned} S_{\partial} &= \frac{A}{2g} \left[\frac{0,8425}{10^6} \alpha L_0 B_h \mu \frac{(1-\beta)}{\Omega_{\partial}} \left(\frac{T_2^{\partial} + T_3^{\partial}}{2} + 273 \right) \right]^2 \frac{L_{\partial}}{r_{\partial}} \cdot \frac{353}{\left(\frac{T_2^{\partial} + T_3^{\partial}}{2} + 273 \right)} = \\ &= E \frac{L_{\partial}}{r_{\partial} \Omega_{\partial}^2} (1-\beta)^2 \left(\frac{T_2^{\partial} + T_3^{\partial}}{2} + 273 \right), \end{aligned} \quad (208)$$

где E — постоянный коэффициент.

Для жаровых труб величина удельного сопротивления на первых коротких участках пути газов от входа в трубы до начала элементов пароперегревателя будет одна, а на остальном протяжении — другая. Называя через $L_{жс'}$, $r_{жс'}$ и $\Omega_{жс'}$ длину, средний гидравлический радиус и площадь живого сечения на первом участке длины труб, а через $L_{жс''}$, $r_{жс''}$ и $\Omega_{жс''}$ — те же элементы для остального протяжении труб, имеем:

$$\begin{aligned} S_{жс'} &= \frac{A}{2g} \left[\frac{0,8425}{10^6} \alpha L_0 B_h \mu \frac{\beta}{\Omega_{жс'}} \left(\frac{T_2^{жс} + T_A}{2} + 273 \right) \right]^2 \frac{L_{жс'}}{r_{жс'}} \frac{353}{\left(\frac{T_2^{жс} + T_A}{2} + 273 \right)} = \\ &= E \frac{L_{жс'}}{r_{жс'} \Omega_{жс'}^2} \beta^2 \left(\frac{T_2^{жс} + T_A}{2} + 273 \right), \end{aligned} \quad (209)$$

$$S_{жс''} = E \frac{L_{жс''}}{r_{жс''} \Omega_{жс''}^2} \beta^2 \left(\frac{T_3^{жс} + T_A}{2} + 273 \right), \quad (210)$$

где T_A — температура газов в жаровых трубах у начала элементов пароперегревателя.

Общая величина удельного сопротивления для жаровых труб будет равна:

$$\begin{aligned} S_{жс} &= S_{жс'} + S_{жс''} = E \left[\frac{L_{жс'}}{r_{жс'} \Omega_{жс'}^2} \beta^2 \left(\frac{T_A + T_2^{жс}}{2} + 273 \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{L_{жс''}}{r_{жс''} \Omega_{жс''}^2} \beta^2 \left(\frac{T_A + T_3^{жс}}{2} + 273 \right) \right] \end{aligned} \quad (211)$$

Несмотря на то, что величины $T_2^{\text{жс}}$, T_A , $T_3^{\text{жс}}$, $T_2^{\text{д}}$, $T_3^{\text{д}}$ подвержены довольно значительным колебаниям, средние температуры в жаровых и дымогарных трубах находятся в некоторых почти постоянных соотношениях. Многочисленными опытами установлены следующие примерно соотношения:

$$\frac{T_A + T_3^{\text{жс}}}{2} + 273 = 0,96 \left(\frac{T_2^{\text{д}} + T_3^{\text{д}}}{2} + 273 \right); \quad (212)$$

$$\frac{T_2^{\text{жс}} + T_A}{2} + 273 = 1,33 \left(\frac{T_2^{\text{д}} + T_3^{\text{д}}}{2} + 273 \right). \quad (213)$$

Если предположить, что в некоторый момент работы котла величины средних удельных сопротивлений протеканию газов в жаровых и дымогарных трубах оказываются неодинаковыми, то неминуемо начнется перетекание газов из места, обладающего, если можно так выразиться, бóльшим „потенциалом сопротивления“ к месту с меньшим потенциалом. Таким образом, можно сказать, что равенство удельных сопротивлений является необходимым условием установившейся работы котла.

Итак, должно существовать равенство

$$S_{\text{д}} = S_{\text{жс}}$$

или

$$E \frac{L_{\text{д}}}{r_{\text{д}} \Omega_{\text{д}}^2} (1 - \beta)^2 \left(\frac{T_2^{\text{д}} + T_3^{\text{д}}}{2} + 273 \right) = E \left[\frac{L_{\text{жс}'}}{r_{\text{жс}'} \Omega_{\text{жс}'}^2} \beta^2 \cdot 1,33 \left(\frac{T_2^{\text{д}} + T_3^{\text{д}}}{2} + 273 \right) + \frac{L_{\text{жс}''}}{r_{\text{жс}''} \Omega_{\text{жс}''}^2} \beta^2 \cdot 0,96 \left(\frac{T_2^{\text{д}} + T_3^{\text{д}}}{2} + 273 \right) \right] \quad (214)$$

Произведя сокращения, получим:

$$(1 - \beta)^2 \cdot \frac{L_{\text{д}}}{r_{\text{д}} \Omega_{\text{д}}^2} = \beta^2 \left(1,33 \frac{L_{\text{жс}'}}{r_{\text{жс}'} \Omega_{\text{жс}'}^2} + 0,96 \frac{L_{\text{жс}''}}{r_{\text{жс}''} \Omega_{\text{жс}''}^2} \right). \quad (215)$$

Вводим следующие сокращенные обозначения:

$$\frac{L_{\text{д}}}{r_{\text{д}} \Omega_{\text{д}}^2} = a; \quad \frac{L_{\text{жс}'}}{r_{\text{жс}'} \Omega_{\text{жс}'}^2} = b; \quad \frac{L_{\text{жс}''}}{r_{\text{жс}''} \Omega_{\text{жс}''}^2} = c;$$

тогда предыдущее уравнение принимает следующий вид:

$$a(1 - \beta)^2 = (1,33b + 0,96c)\beta^2, \quad (216)$$

откуда

$$\beta = \frac{a - \sqrt{a(1,33b + 0,96c)}}{a - (1,33b + 0,96c)}. \quad (217)$$

При более грубых подсчетах ориентировочного характера можно пользоваться более простым выражением:

$$\beta = \frac{a - \sqrt{a(b + c)}}{a - (b + c)}. \quad (218)$$

Применим теперь изложенный метод к конкретным условиям опытной поездки с перегревным паровозом серии Б.

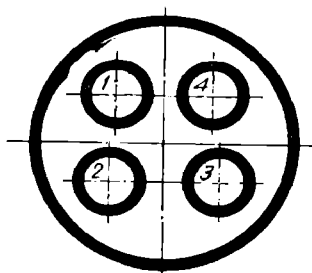
Пассажирский паровоз серии Б имеет следующую характеристику

площадь колосниковой решетки
поверхность нагрева топки .
число дымогарных труб .
диаметр дымогарных труб .
число жаровых труб . .
диаметр жаровых труб
расстояние между трубчатыми решетками . .
поверхность нагрева дымогарных труб (огневая) .
поверхность нагрева жаровых труб (огневая)

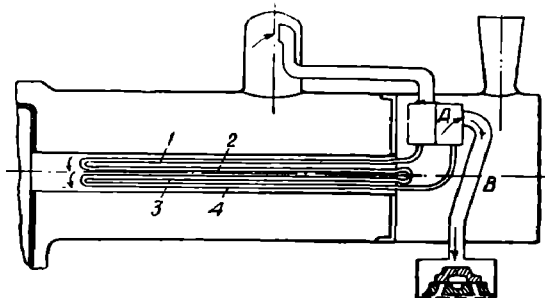
$R = 2,8 \text{ м}^2$
 $H_{\text{т}} = 15,24 \text{ м}^2$
151
46/51 мм
24
119/127 мм
 $L = 4,42 \text{ м}$
 $H_{\text{д}} = 96,4 \text{ м}^2$
 $H_{\text{жс}} = 40,8 \text{ м}^2$

Паровоз снабжен пароперегревателем системы Шмидта, каждый элемент которого состоит из четырех трубок диаметром 27/34 мм, расположение трубок в жаровой трубе показано на черт. 113.

Пар из первой камеры парособирательной коробки А (черт. 114) поступает в трубки 1, по которым движется к топочной решетке; не доходя до этой последней 600 мм, трубка 1 делает крутой поворот под углом 180° внутри жаровой трубы, и пар по трубке 2 возвращается в дымовую коробку, где трубка 2 описывает петлю и снова (трубка 3) направляется к заднему концу пароперегревателя; здесь имеет место новый поворот паровой струи при переходе в трубку 4, по которой пар возвращается в дымовую коробку и отво-



Черт. 113.



Черт. 114.

дится уже перегретым во вторую камеру коллектора А, откуда по трубам В поступает в паровые цилиндры.

Схема протекания пара представлена на эскизе черт. 114. Поверхность нагрева пароперегревателя составляет 41 м².

Паровоз испытывался на нефтяном топливе следующего состава:

$$86,4 \text{ С} + 12,4 \text{ Н} + 1,2 \text{ О.}$$

Теплотворная способность (нижний предел):

$$K = 9900 \text{ кал/кг};$$

основные данные опытной поездки таковы:

$$\begin{aligned} B_h &= 486,6 \text{ кг/час}; \\ Y &= 173,8 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}; \\ B_m &= 4588 \text{ кг/час}; \\ p_k &= 14 \text{ кг/см}^2; \\ x_k &= 0,95; \\ t_d &= 307^\circ \text{ (температура перегретого пара в коллекторе);} \\ t' &= 261^\circ \text{ (температура перегретого пара в золотниковой коробке);} \\ \text{CO}_2 &= 10,64; \\ \text{O}_2 &= 5,68; \\ \text{CO} &= 1,17; \\ a &= 1,30; \\ L_s &= 18,59; \\ T_1 &= 1660^\circ; \\ T_2^{\partial} &= 968^\circ; \\ T_2^{\text{жс}} &= 1006^\circ; \\ T_3^{\partial} &= 384^\circ; \\ T_3^{\text{жс}} &= 344^\circ. \end{aligned}$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Для подсчета тепла осушки и перегрева пара имеем формулу Клапейрона:

$$\lambda_a = 594,7 + 0,477 \cdot t - p \cdot I;$$

$$\lambda_a = 594,7 + 0,477 \cdot 307 - 14 \cdot 0,59 = 732,9 \text{ кал/кг};$$

$$\lambda_k = 197,3 + 472,5 \cdot 0,95 = 646,2 \text{ кал/кг};$$

$$\Delta\lambda = \lambda_a - \lambda_k = 86,7 \text{ кал/кг};$$

$$Q_a = B_m \cdot \Delta\lambda = 4588 \cdot 86,7 = 398\,000 \text{ кал/час.}$$

Часовой расход пара на pulverизацию — 164 кг; следовательно состав рабочего топлива:

$$C' = 86,4 \frac{486,6}{486,6 + 164} = 64,5\%;$$

$$H' = 9,3\%;$$

$$O' = 1,0\%;$$

$$W' = 25,2\%;$$

подсчитываем коэффициенты в уравнении тепла:

$$M = B_n \cdot G_b \cdot c = \left(0,5499 \frac{64,5}{10,64 + 1,17} + 0,0021 \cdot 64,5 + 0,0406 \cdot 9,3 + \right. \\ \left. + 0,0045 \cdot 25,2 \right) (486,6 + 164) = 2356;$$

$$N = B_n \cdot G_b \cdot \delta = \left(0,0000445 \frac{64,5}{10,64 + 1,17} + 0,0000013 \cdot 64,5 + 0,0000044 \cdot 9,3 + \right. \\ \left. + 0,0000005 \cdot 25,2 \right) (486,6 + 164) = 0,2424.$$

Геометрические элементы, входящие в формулу (218), имеют следующие значения:

для дымогарных труб

$$L_{\partial} = 4,420 \text{ м};$$

$$\Omega_{\partial} = 0,2508 \text{ м}^2;$$

$$r_{\partial} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 0,046^2}{\pi \cdot 0,046} = 0,0115 \text{ м};$$

для жаровых труб до элементов пароперегревателя:

$$L_{ж'} = 0,6 \text{ м};$$

$$\Omega_{ж'} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,1^2 \cdot 24 = 0,1884 \text{ м}^2;$$

$$r_{ж'} = \frac{0,100}{4} = 0,025 \text{ м};$$

в области элементов:

$$L_{ж''} = 3,82 \text{ м};$$

$$\Omega_{ж''} = 0,179 \text{ м}^2;$$

$$r_{ж''} = \frac{\frac{\pi}{4} (0,119^2 - 4 \cdot 0,034^2)}{\pi (0,119 + 4 \cdot 0,034)} = 0,00936 \text{ м.}$$

После этого по формуле (218) находим:

$$\beta = 0,410; 1 - \beta = 0,590.$$

По более точной формуле (217) нашли бы:

$$a = \frac{4,42}{0,0115 \cdot 0,2508^2} = 6113;$$

$$b = \frac{0,6}{0,025 \cdot 0,1884^2} = 676;$$

$$c = \frac{3,82}{0,00936 \cdot 0,179^2} = 12\,733;$$

$$\beta = \frac{6113 - \sqrt{6113(1,33 \cdot 676 + 0,96 \cdot 12733)}}{6113 - (1,33 \cdot 676 + 0,96 \cdot 12733)} = 0,406.$$

После того как определилась величина коэффициента разделения газов между жаровыми и дымогарными трубами, составление теплового баланса котла не представляет никаких затруднений.

Теоретическое тепло топлива:

$$Q_0 = 486,6 \cdot 9900 = 4\,817\,000 \text{ кал/час} — 100,00\%.$$

Потеря вследствие механической неполноты сгорания:

$$Q_2 = 486,6 \cdot 56,9 \cdot 86,4 \cdot \frac{1,17}{10,64 + 1,17} = 237\,000 \text{ кал/час} — 4,92\%.$$

Потеря с уходящими из дымогарных труб газами:

$$Q_3^d = 0,5^d (2356 \cdot 384 + 0,2424 \cdot 384^2) = 555\,000 \text{ кал/час} — 11,52\%;$$

то же из жаровых труб:

$$Q_3^{жс} = 0,41 (2356 \cdot 344 + 0,2424 \cdot 344^2) = 344\,000 \text{ кал/час} — 7,14\%.$$

Потеря на наружное охлаждение котла при скорости хода поезда $V = 74 \text{ км/час}$ и температуре воздуха $t_a = 0$:

$$Q_4 = 175\,000 \text{ кал/час} — 3,63\%.$$

Для подсчета тепла испарения имеем:

$$A_0 = 12\,500 \text{ кг}$$

$$\sum b = 358 \text{ кг}$$

$$A_1 = 6930$$

$$t_x = 1,007 \text{ часа}$$

$$h_0 = 7\,070$$

$$\lambda_k = 646,2 \text{ кал}$$

$$h_1 = 7\,130$$

$$\tau = 12^\circ$$

$$\sum a = 530 \text{ кг}$$

$$q_k = 197,3 \text{ кал}$$

$$\begin{aligned} Q_u &= \frac{(A_0 - A_1 - \sum a - \sum b)(\lambda_k - \tau) + (h_0 - h_1)(\lambda_k - q_k)}{t_x} = \\ &= \frac{(12500 - 6930 - 530 - 358)(646,2 - 12) + (7070 - 7130)(646,2 - 197,3)}{1,007} = \\ &= 2\,927\,000 \text{ кал/час} — 60,76\%. \end{aligned}$$

Тепло осушки и перегрева пара было уже подсчитано выше:

$$Q_u = 398\,000 \text{ кал/час} — 8,26\%.$$

Служебные потери тепла:

$$Q_5 = \frac{\sum b(\lambda_k - \tau)}{t_x} = \frac{358(646,2 - 12)}{1,007} = 225\,000 \text{ кал/час} — 4,67\%.$$

Сумма

$$\begin{aligned} Q_2 + Q_3^d + Q_3^{жс} + Q_4 + Q_5 + Q_u + Q_u &= 237\,000 + 555\,000 + 344\,000 + \\ &+ 175\,000 + 225\,000 + 2\,927\,000 + 398\,000 = 4\,861\,000 \text{ кал/час}, \end{aligned}$$

что отличается от Q_0 всего на 44 000 кал/час; иными словами, невязка теплового баланса составляет всего:

$$\frac{44\,000}{4\,817\,000} 100 \approx 0,9\%.$$

а коэффициент полезного действия котла:

$$\eta_k = \frac{Q_u + Q_u}{Q_0} = 0,69.$$

При этом количество тепла, передаваемого в течение часа котлу, составляет через стенки топочной камеры:

$$Q_m = 2356 \left(1660 - \frac{1006+968}{2} \right) + 0,2424 \left[1660^2 - \left(\frac{1006+968}{2} \right)^2 \right] = 2\,017\,400 \text{ кал};$$

через поверхность нагрева дымогарных труб:

$$Q_d = 2356 \cdot 0,59 (968 - 384) + 0,2424 \cdot 0,59 (968^2 - 384^2) = 924\,700 \text{ кал};$$

через поверхность жаровых труб:

$$Q_{жс} = [2356 \cdot 0,41 (1006 - 344) + 0,2424 \cdot 0,41 (1006^2 - 344^2)] - 398\,000 = 330\,500 \text{ кал}.$$

При исследовании теплопередачи в трубчатой части котла паровоза, снабженного жаротрубным перегревателем, необходимо различать два случая:

- 1) исследование работы газового потока в котле построенного паровоза;
- 2) определение ожидаемых факторов теплопередачи в котле проектируемого паровоза.

Первый случай

Теплопередача в дымогарных трубах

Из уравнения теплопередачи

$$(1 - \beta) \left[(M + 2Nt_k) \ln \frac{T_2^d - t_k}{T_3^d - t_k} + 2N(T_2^d - T_3^d) \right] = K_d H_d \quad (219)$$

определяется непосредственно коэффициент теплопередачи K_d , так как все остальные ингредиенты уравнения известны: V_h , CO_2 , O_2 , CO , T_2^d , T_3^d измерялись во время опыта; β , M и N определяются подсчетом по формулам (217), (27) и (28); t_k при известной величине рабочего давления пара в котле находится из таблиц; H_d — величина огневой поверхности нагрева дымогарных труб известна или может быть легко подсчитана по чертежу или с натуры; наконец химический состав топлива, необходимый для подсчетов M и N , дается лабораторным анализом отобранной во время опыта пробы топлива.

Средняя скорость протекания газов по дымогарным трубам:

$$w_d = 0,8425 \frac{L_0 \alpha B_h \mu}{10^6 \Omega_d} (1 - \beta) \left(\frac{T_2^d + T_3^d}{2} + 273 \right). \quad (220)$$

Здесь: L_0 и α подсчитываются по данным лабораторного анализа топлива и объемного анализа продуктов сгорания во время опыта; μ известно из опыта по величине остаточного члена теплового баланса, Ω_d подсчитывается по числу и диаметру труб.

Таким образом, величина w_d может быть легко подсчитана по уравнению (220).

Из анализа многих сотен опытов выяснено, что зависимость $K_d = f(w_d)$ подчиняется тому же закону, что и в трубах бесперегревного паровоза, т. е.

$$K_d = (6 + 2,45 \cdot w_d^{0,7}) \left(\frac{0,0115}{r_d} \right)^{0,214} \quad (221)$$

Теплопередача в жаровых трубах на длине $L_{жс}$

Имеем следующие зависимости:

1) уравнение теплопередачи:

$$\beta \left[(M + 2Nt_k) \ln \frac{T_2^{жс} - t_k}{T_A - t_k} + 2N(T_2^{жс} - T_A) \right] = K_{жс} H_{жс}; \quad (222)$$

2) выражение средней скорости протекания газов:

$$\omega_{жс'} = 0,8425 \frac{L_0 \alpha B h \mu}{10^6 \Omega_{жс'}} \beta \left(\frac{T_2^{жс} + T_A}{2} + 273 \right); \quad (223)$$

3) эмпирическое выражение для $K_{жс'}$:

$$K_{жс'} = (6 + 2,45 \omega_{жс'}^{0,7}) \left(\frac{0,0115}{r_{жс'}} \right)^{0,214} \quad (224)$$

Из уравнения (222) определить сразу $K_{жс'}$ нельзя, так как неизвестна величина T_A . Эта температура при опытах обычно не измеряется ввиду сложности подвода термоспая через длинную жаровую трубу из дымовой коробки. Поэтому величина T_A , необходимая для дальнейшего исследования тепловой работы перегревателей трубок, а также величины $K_{жс'}$ и $\omega_{жс'}$ определяются путем совместного решения системы уравнений (222), (223) и (224).

Теплопередача в жаровых трубах на длине $L_{жс''}$

На этом участке теплопередача идет одновременно на два фронта: часть тепла газов, протекающих по жаровым трубам, в количестве β' передается через стенки перегревателей трубок перегреваемому пару, остальная часть $(1 - \beta')$ идет в котел через стенки жаровых труб.

Коэффициент β' есть отношение количества тепла,шедшего на осушку и перегрев пара, протекающего по перегревательным трубкам, ко всему количеству тепла, отдаваемого газами в жаровых трубах на длине $L_{жс''}$. Зная из опыта часовое количество пара B_m , идущего через перегреватель в паровые цилиндры, зная теплосодержание пара при входе и выходе из перегревателей элементов (λ_k и λ_d), находим тепло, расходуемое в час на осушку и перегрев пара:

$$Q_d = B_m (\lambda_d - \lambda_k), \quad (225)$$

где

$$B_m = \frac{(A - a_i - \Sigma b) + (h_0 - h_1)}{t_x} \quad (226)$$

Все количество тепла, отдаваемого газами в жаровых трубах на рассматриваемом протяжении их длины:

$$Q_{жс''} = \beta [M (T_A - T_3^{жс}) + N (T_A^2 - T_2^{2жс})]. \quad (227)$$

После этого имеем:

$$\beta' = \frac{Q_d}{Q_{жс''}} = \frac{B_m (\lambda_d - \lambda_k)}{\beta [M (T_A - T_3^{жс}) + N (T_A^2 - T_3^{2жс})]}. \quad (228)$$

Величина $K_{жс''}$ коэффициента теплопередачи через стенки жаровых труб котловой воде определится из уравнения теплопередачи:

$$\beta (1 - \beta') \left[(1 + 2N t_k) \ln \frac{T_A - t_k}{T_3^{жс} - T_k} + 2N (T_A - T_3^{жс}) \right] = K_{жс''} H_{жс''}, \quad (229)$$

а средняя скорость протекания газов подсчитывается по уравнению:

$$\omega_{жс''} = 0,8425 \frac{L_0 \alpha B h \mu}{10^6 \Omega_{жс''}} \beta \left(\frac{T_A + T_3^{жс}}{2} + 273 \right). \quad (230)$$

Применительно к условиям разрабатываемой нами опытной поездки с паровозом серии Б находим:

из уравнения (219):

$$K_d = \frac{0,59 \left[(2356 + 2 \cdot 0,2424 \cdot 194) \ln \frac{968 - 194}{384 - 194} + 2 \cdot 0,2424 (968 - 384) \right]}{95,4} = 22,77;$$

из уравнения (220):

$$w_d = 0,8425 \frac{18,59 \cdot 486,6}{10^6 \cdot 0,2508} \cdot 0,59 \left(\frac{918 + 384}{2} + 273 \right) = 17,00.$$

Решая уравнения (222), (223) и (224), находим:

$$T_A = 933^\circ; \quad K_{жс'} = 20,97; \quad w_{жс'} = 20,46.$$

Из уравнения (228) имеем:

$$\beta' = \frac{398000}{0,41 [2356 \cdot (933 - 344) + 0,2424 (933^2 - 344^2)]} = 0,618.$$

Зная, что

$$H_{жс''} = 40,8 \frac{4,42 - 0,6}{4,42} = 35,4 \text{ м}^2,$$

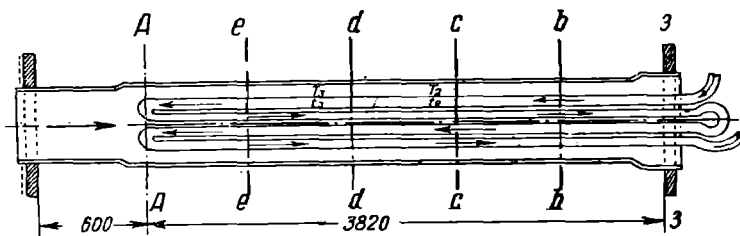
из уравнения (229) находим:

$$K_{жс''} = \frac{0,41 \cdot 0,382 \cdot \left[(2356 + 2 \cdot 0,2424 \cdot 194) \ln \frac{933 - 194}{344 - 194} + 2 \cdot 0,2424 (933 - 344) \right]}{35,4} = 18,53,$$

из уравнения (230):

$$w_{жс''} = 0,8425 \frac{18,59 \cdot 486,6}{10^6 \cdot 0,179} \cdot 0,41 \left(\frac{933 + 344}{2} + 273 \right) = 15,93.$$

Переходя теперь к исследованию теплопередачи от газов к перегретому пару, мы наталкиваемся на такое осложняющее обстоятельство: в рассматриваемом случае температуры обоих источников тепла являются переменными величинами. Действительно, в то время как во всех рассматриваемых выше



Черт. 115.

случаях теплопередачи котловой воде температура этой последней была постоянна в течение всего времени протекания процесса, здесь мы имеем постоянство температуры холодного источника, т. е. пара, лишь на протяжении первых участков длины перегревателей элементов, пока пар не потеряет всей первоначальной влажности, с которой он вступил в элемент; на остальном же протяжении элементов температура пара под влиянием сообщаемого ему тепла будет непрерывно повышаться.

При этом условии интегрирование дифференциального уравнения теплопередачи становится для всего протяжения перегревательных трубок невозможным, и вопрос решают методом конечных разностей, разбивая всю поверхность перегревателя на ряд отдельных секций (см. черт. 115) и определяя путем пробных подстановок то истинное значение коэффициента теплопередачи, при котором получается наблюдаемая температура перегрева по выходе пара из элементов.

При пользовании этим методом приходится подсчитывать теплопередачу последовательно для каждой секции перегревательных трубок, например для секции $c - d$ — по приближенной формуле:

$$\Delta Q_{c-d} = K_d \cdot \Delta H_{c-d} \left(\frac{T_c + T_d}{2} - \frac{t_c + t_d}{2} \right), \quad (231)$$

где: t_e и t_d — температуры пара в начальной и конечной точках рассматриваемого участка длины перегревательной трубки;
 T_e и T_d — температуры окружающих газов в жаровой трубе в тех же сечениях;
 ΔH_{e-d} — элемент поверхности нагрева перегревательной трубки;
 ΔQ_{e-d} — количество тепла, передаваемого в течение часа перегретому пару через поверхность ΔH_{e-d} ;
 K_d — коэффициент теплопередачи.

Разбивая жаровую трубу в области элементов перегревателя на пять равных секций (черт. 115) плоскостями, перпендикулярными к ее оси, определяем прежде всего необходимые для подсчетов по уравнениям типа (231) величины температур газов в сечениях $b-b$, $c-c$... Для этого напишем уравнения теплопередачи от газов котловой воде для поверхности нагрева жаровых труб между сечениями $A-e$; $A-d$; $A-c$; $A-b$ и $A-3$:

$$0,41 \cdot 0,382 \left[5642 \lg \frac{933 - 194}{T_{e-e} - 194} + 0,4848 \cdot (933 - T_{e-e}) \right] = 18,53 \frac{35,4}{5};$$

$$0,41 \cdot 0,382 \left[5642 \lg \frac{933 - 194}{T_{d-d} - 194} + 0,4848 \cdot (933 - T_{d-d}) \right] = 18,53 \frac{35,4 \cdot 2}{5};$$

$$0,41 \cdot 0,382 \left[5642 \lg \frac{933 - 194}{T_{c-c} - 194} + 0,4848 \cdot (933 - T_{c-c}) \right] = 18,53 \frac{35,4 \cdot 3}{5};$$

$$0,41 \cdot 0,382 \left[5642 \lg \frac{933 - 194}{T_{b-b} - 194} + 0,4848 \cdot (933 - T_{b-b}) \right] = 18,53 \frac{35,4 \cdot 4}{5}.$$

Решая эти уравнения, получаем:

$$T_e = 739^\circ;$$

$$T_d = 593^\circ;$$

$$T_c = 483^\circ;$$

$$T_b = 403^\circ$$

Вопрос об определении искомых температур чрезвычайно изящно и быстро решается графическим методом при помощи кривой тепла и теплопередачи. На эскизе черт. 116 нанесены обе эти кривые, причем точками A' и B' на кривой тепла отмечены температуры T_d и T_e . Участок AB кривой теплопередачи, расположенной между ординатами точек A' и B' , может быть отнесен к участку поверхности нагрева жаровых труб в области элементов перегревателя; RR — начало отсчета поверхностей нагрева; BC — ордината, изображающая всю поверхность $H_{жв}$. Делим эту ординату на пять равных частей; из точек деления проводим горизонталы до пересечения с кривой теплопередачи; эти точки пересечения сносим вертикалями на кривую тепла в точки $1'$, $2'$, $3'$ и $4'$; ординаты этих точек и дают искомые температуры.

Величина ΔH , входящая в уравнение (231), равна для нашего случая:

$$\Delta H = \frac{H_d}{4,5} = \frac{39,15}{20} = 1,957 \text{ м}^2.$$

Температуры пара t в начале и в конце участка для первых секций, пока пар остается влажным, будут равны 194° . Окончательная осушка пара наступит в тот момент, когда сумма количеств ΔQ для последовательных участков $3-b$; $b-c$;... (черт. 115), подсчитанных по формулам (231), не сделается равной полному теплу осушки пара, т. е. величине:

$$Q_{00} = (1 - x_k) \cdot r \cdot B_m = 0,05 \cdot 472,5 \cdot 4588,5 = 108\,400 \text{ кал/час.}$$

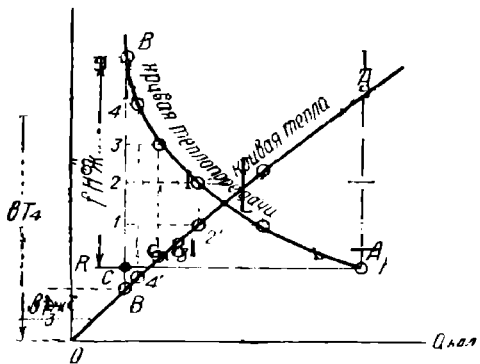
Операцию определения того пункта пути пара, где произойдет окончательная его осушка, удобнее всего производить графически, откладывая по оси абсцисс длину перегревательной трубки, а по ординатам — тепло, передаваемое пару на отдельных участках его пути (ΔQ). Соединяя полученные

таким путем точки плавной кривой (черт. 117), находим точку А этой кривой, ордината которой:

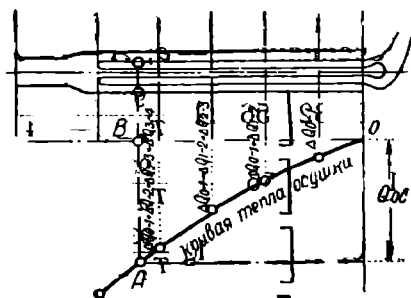
$$AB = \sum \Delta Q_{ac} = 108400 \text{ кал.}$$

На этой ординате т.е на расстоянии $O'B$ от начала перегревательной трубки, и произойдет осушка пара.

Начиная с этого момента, температура пара начнет повышаться; это обстоятельство несколько усложняет дальнейшее оперирование с уравнением (231),

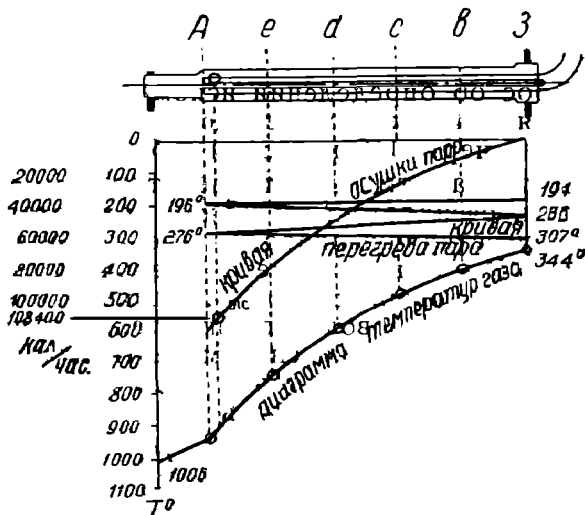
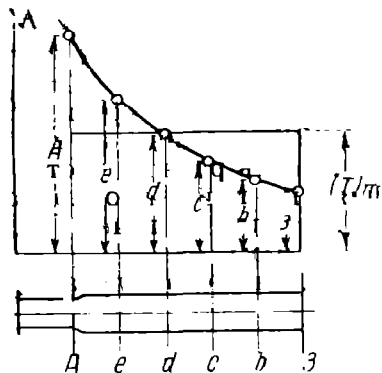


Черт. 116.



Черт. 117.

так как для участка, на котором происходит собственно перегрев, нам известна только начальная температура пара, величиной же температуры в конце участка приходится задаваться и в случае неудачного выбора ее делать двойной пересчет. Определение температуры пара в конце участка удобнее всего производить при помощи $I - S$ -диаграммы



Если по обходе указанным способом всех четырех перегревательных трубок окажется, что

$$\sum \Delta Q = Q_a$$

а конечная температура перегретого пара равна как раз наблюдаемой, то значит мы правильно задались величиной коэффициента теплопередачи, в противном же случае все подсчеты придется производить снова при другой величине K

Для предварительной ориентировки в выборе величины K_a можно рекомендовать формулу:

$$K_a = \frac{Q_a}{H_a [(T)_m - (t)_m]}$$

где: Q_a — тепло осушки и перегрева в кал;
 H_a — полная величина поверхности перегрева;
 $(T)_m$ и $(t)_m$ — средние температуры газов и пара, причем

$$t_m = \frac{t_n + t_u}{2},$$

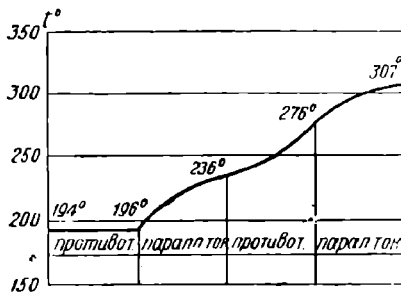
а $(T)_m$ определяется как средняя ордината кривой изменения температур газов по длине жаровой трубы между сечениями 3—3 и А—А (черт. 118).

Для нашего случая $(T)_m = 571^\circ$ и следовательно

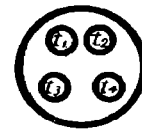
$$K_a \approx \frac{398000}{39,15 \left(571 - \frac{194 + 307}{2} \right)} = 31,67 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ$$

Кладя эту величину в основу подсчета величин ΔQ для отдельных участков, получаем для перегревателя системы Шмидта результаты исследования, представленные на черт. 119 в виде комбинированной рабочей диаграммы.

Кривая перегрева пара, получающаяся на черт. 119 в виде двойного зигзага в неудобно малом масштабе, выделена отдельно на черт. 120, причем за ось абсцисс принята здесь вся длина перегревательных трубок. На черт. 120 выделены участки со встречным движением пара и газов (противоток) и участки с параллельным током.



Черт. 120.



Черт. 121.

Разработанный нами метод исследования рабочего процесса пароперегревателя с успехом может быть применен к существующим перегревным паровозам. Для исследования же целого ряда систем перегревательных аппаратов, не испытывавшихся опытным путем, гораздо более удобным оказывается приближенный метод, основанный на весьма близком к истине предположении о постоянстве средней температуры пара в любом поперечном сечении всех четырех перегревательных трубок (черт. 121):

$$(t)_m = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4}.$$

Опыт показывает, что в большинстве случаев эта средняя температура почти равна $\frac{t_n + t_u}{2}$, особенно при незначительной начальной влажности вступающего в перегреватель пара.

Степень точности результатов, получаемых при применении указанного упрощающего предположения, колеблется в обычных условиях в пределах 2—6%.

В этих предположениях уравнение теплопередачи для перегревательных трубок напишется в следующем виде:

$$\beta \cdot \beta' \cdot \left[\left(M + 2N \frac{t_u + t_n}{2} \right) \ln \frac{T_A - (t)_m}{T_3^{жс} - (t)_m} + \beta \cdot \beta' \cdot 2N (T_A - T_3^{жс}) \right] = K_a \cdot H_a \quad (232)$$

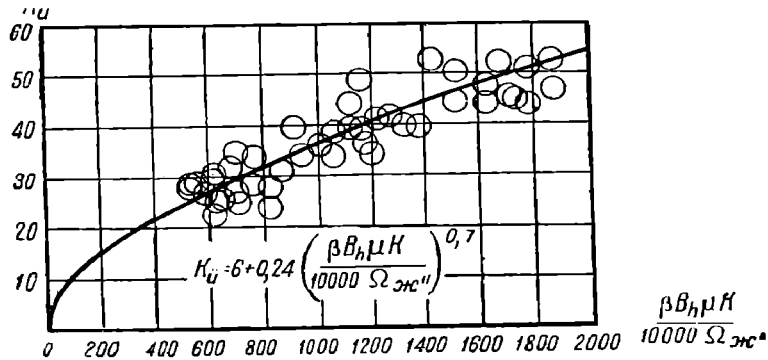
или для нашего случая

$$0,41 \cdot 0,618 \cdot 5612 \cdot \ln \frac{933 - 250,5}{344 - 250,5} + 0,41 \cdot 0,618 \cdot 0,4848 (933 - 344) = K_a \cdot 39,15,$$

откуда

$$K_a = 34,16 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ.$$

На черт. 122 приведены данные о величине коэффициента K_a в функции от количества тепла, проходящего в час через 1 м^2 площади живого сечения жаровых труб („тепловая скорость“ газового потока) в $\text{кал/ч} \cdot \text{м}^2$. Данные эти получены путем разработки результатов опытов с различными типами перегревных паровозов дорог СССР, снабженных пароперегревателями Шмидта, Чусова и Элеско.



Черт. 122.

Кривая, выражающая общий для всех испытывавшихся паровозов закон изменения величин K_a , выражается уравнением:

$$K_a = \left[6 + 0,24 \left(\frac{\beta V_h \mu K}{10000 \Omega_{жс}} \right)^{0,7} \right] \cdot \left(\frac{0,0115}{r_{жс}} \right)^{0,214}. \quad (233)$$

Второй случай

В этом случае, пользуясь надежными эмпирическими данными о величинах K_d , $K_{жс'}$, $K_{жс''}$ и K_a , требуется определить для проектируемого паровоза ожидаемые величины температур уходящих газов из дымогарных и жаровых труб и температуры перегретого пара, чтобы проверить рентабельность выбранных для котла проектного паровоза размеров поверхностей нагрева. Полутно с этой основной задачей выявляются и величины скорости протекания газов и коэффициента β' . Наперед заданными являются: все размеры котла и пароперегревателя, β , T_2 (последняя, обычно общая для дымогарных и жаровых труб, ориентировочно оценивается по формуле 113б), все факторы горения (α , V_h , μ), M , N , t_k , V_m .

Дымогарные трубы

Имеем следующие зависимости.

1. Уравнение теплопередачи:

$$(1 - \beta) \left[(M + 2Nt_k) \ln \frac{T_2 - t_k}{T_3^d - t_k} + 2N(T_2 - T_3^d) \right] = K_d H_d. \quad (234)$$

2. Эмпирическое выражение для K_d :

$$K_d = (6 + 2,45 w_d^{0,7}) \left(\frac{0,0115}{r_d} \right)^{0,214} \quad (235)$$

3. Выражение для w_d :

$$w_d = 0,8425 \frac{L_0 a B h \mu}{10^6 \Omega_d} \left(\frac{T_2 + T_3^0}{2} + 273 \right) (1 - \beta). \quad (236)$$

Совместное решение уравнений (234), (235) и (236) позволяет определить:

$$T_3^0, K_d, w_d.$$

Жаровые трубы до элементов

1. Уравнение теплопередачи:

$$\beta \left[(M + 2N t_k) \ln \frac{T_2 - t_k}{T_A - t_k} + 2N(T_2 - T_A) \right] = K_{жс'} H_{жс'} \quad (237)$$

2. Выражение для $K_{жс'}$:

$$K_{жс'} = (6 + 2,45 w_{жс'}^{0,7}) \left(\frac{0,0115}{r_{жс'}} \right)^{0,214} \quad (238)$$

Выражение для $w_{жс'}$:

$$w_{жс'} = 0,8425 \frac{L_0 a B h \mu}{10^6 \Omega_{жс'}} \beta \left(\frac{T_2 + T_A}{2} + 273 \right) \quad (239)$$

Уравнения решаются так же, как в случае первом, в результате чего определяются неизвестные T_A , $K_{жс'}$, $w_{жс'}$.

Жаровые трубы в области элементов

1. Уравнение теплопередачи для поверхности нагрева жаровых труб:

$$\beta(1 - \beta') \left[(M + 2N t_k) \ln \frac{T_A - t_k}{T_3^{жс''} - t_k} + 2N(T_A - T_3^{жс''}) \right] = K_{жс''} H_{жс''} \quad (240)$$

2. Выражение для $K_{жс''}$:

$$K_{жс''} = (6 + 2,45 w_{жс''}^{0,7}) \cdot \left(\frac{0,0115}{r_{жс''}} \right)^{0,214} \quad (241)$$

3. Выражение для $w_{жс''}$:

$$w_{жс''} = 0,8425 \frac{L_0 a B h \mu}{10^6 \Omega_{жс''}} \beta \left(\frac{T_A + T_3^{жс''}}{2} + 273 \right) \quad (242)$$

4. Уравнение теплопередачи для поверхности нагрева перегревателейных трубок:

$$\beta \cdot \beta' \cdot \left[\left(M + 2N \frac{t_k + t_a}{2} \right) \ln \frac{T_A - \frac{t_k + t_a}{2}}{T_3^{жс''} - \frac{t_k + t_a}{2}} + 2N(T_A - T_3^{жс''}) \right] = K_a H_a. \quad (243)$$

5. Выражение для количества тепла, затрачиваемого в течение часа на осушку и перегрев пара:

$$Q_a = \beta \cdot \beta' \cdot [M(T_A - T_3^{жс''}) + N(T_A^2 - T_3^{2жс''})]. \quad (244)$$

Определяя значение K_a по эмпирической зависимости (233), решаем систему уравнений (240) — (244) способом пробных подставок и находим неизвестные: $T_3^{жс''}$, $w_{жс''}$, $K_{жс''}$, β' и t_a .

Порядок решения следующий.

Задаваясь $T_3^{жс''}$, из уравнения (242) находим $w_{жс''}$.

Из (241) определяем $K_{жс''}$.

Из (240) находим β' .

По уравнению (244) подсчитываем Q_a .

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Зная часовой полезный расход пара B_m , находим $\Delta\lambda = \lambda_a - \lambda_k = \frac{Q_a}{B_m}$ и далее, зная величину λ_k , получим $\lambda_a = \lambda_k + \frac{Q_a}{B_m}$.

Находим из таблиц или по $I-S$ -диаграмме температуру перегретого пара t_a .

Подставляя в контрольное уравнение (243) величины β' , t_a и $T_3^{жс}$, находим из него K_a .

Если это значение совпадает с величиной, определенной для данного случая из (233), — уравнения решены; в противном случае необходимо задаться иной величиной $T_3^{жс}$ и проделать новый пробный расчет.

Процесс решения значительно облегчается применением графоаналитического способа.

Глава IV

Влияние длины труб на работу котла перегретого паровоза

При одной и той же наперед заданной величине поверхности нагрева котла длина труб может быть выбрана весьма различной. С увеличением L уменьшается число труб жаровых и дымогарных, а следовательно меняются все факторы тепловой работы котла и пароперегревателя (площадь живого сечения труб, скорости протекания газов, коэффициенты теплопередачи и т. д.). Чтобы проследить влияние длины труб на получаемую температуру перегретого пара и на к. п. д. котла, проработаем два варианта котла паровоза 1-5-0, имеющего следующие размеры (по основному варианту):

Площадь колосниковой решетки . . .	$R = 5,7 \text{ м}^2$
Поверхность нагрева огневой коробки	$H_m = 22,8 \text{ м}^2$
Число дымогарных труб \downarrow	218
Число жаровых труб	48
Длина труб	$L = 5,15 \text{ м}$
Диаметр дымогарных труб	$d_d = 46/51 \text{ мм}$
Диаметр жаровых труб	$d_{жс} = 125/133 \text{ мм}$

Пароперегреватель системы Шмидта

Диаметр перегревателей труб	$d_d = 29/36 \text{ мм}$
Испаряющая поверхность нагрева дымогарных труб (водяная)	$H_d^{вод} = 179,8 \text{ м}^2$
Испаряющая поверхность нагрева жаровых труб (водяная)	$H_{жс}^{вод} = 103,2 \text{ м}^2$
Испаряющая поверхность нагрева дымогарных труб (газовая)	$H_d^{газ} = 162,2 \text{ м}^2$
Испаряющая поверхность нагрева жаровых труб (газовая)	$H_{жс}^{газ} = 97,0 \text{ м}^2$
Поверхность нагрева пароперегревателя	$H_d = 100,9 \text{ м}^2$
Поверхность нагрева жаровых труб до пароперегревателя	$H_{жс}' = 9,4 \text{ м}^2$
Поверхность нагрева жаровых труб в области пароперегревателя	$H_{жс}'' = 87,6 \text{ м}^2$

Факторы работы котла

Часовой расход угля	$B_h = 1990 \text{ кг/час}$
Часовое количество фактически сгоревшего угля	$B_{h'} = 1573 \text{ кг/час}$
Рабочая теплопроизводительность угля	$K = 7000 \text{ кал/кг}$
Часовой полезный расход пара	$B_m = 11700 \text{ кг/час}$
Служебный расход пара	$\Sigma b = 800 \text{ кг/час}$
Коэффициенты уравнения тепла	$M = 5400$ $N = 0,5760$
Действительный расход воздуха на сжигание 1 кг угля	$L_d = 13,59 \text{ кг/кг}$
Температура газов у огневой решетки	$T_2 = 1080^\circ$
Температура котловой воды ($p_k = 15 \text{ атм}$)	$t_k = 197^\circ$

Подсчитывая L , r и Ω , находим:

$L_d = 5,15 \text{ м};$	$r_d = 0,0115 \text{ м}$	$\Omega_d = 0,362 \text{ м}^2$
$L_{жс}' = 0,50 \text{ м};$	$r_{жс}' = 0,0250 \text{ м}$	$\Omega_{жс}' = 0,377 \text{ м}^2$
$L_{жс}'' = 4,65 \text{ м};$	$r_{жс}'' = 0,0097 \text{ м}$	$\Omega_{жс}'' = 0,393 \text{ м}^2$

$$\beta = \frac{\frac{5,15}{0,0115 \cdot 0,362^2} \sqrt{\frac{5,15}{0,0115 \cdot 0,362^2} \left(1,33 \frac{0,50}{0,025 \cdot 0,377^2} + 0,96 \frac{4,65}{0,0097 \cdot 0,393^2}\right)}}{\frac{5,15}{0,0115 \cdot 0,362^2} - \left(1,33 \frac{0,50}{0,025 \cdot 0,377^2} + 0,96 \frac{4,65}{0,0097 \cdot 0,393^2}\right)} = 0,506.$$

Работа газового потока в дымогарных трубах

$$6393 \lg \frac{883}{T_3^d - 197} + 0,5690 (1080 - T_3^d) = 162,2 \cdot K_d.$$

$$K_d = 6 + 2,45 \cdot w_d^{0,7};$$

$$w_d = 0,0251 (813 + 0,5 \cdot T_3^d).$$

Решая эти три уравнения, находим.

$$T_3^d = 380^\circ;$$

$$w_d = 25,18,$$

$$K_d = 28,92.$$

Жаровые трубы до элементов

$$6548 \lg \frac{883}{T_A - 197} + 0,5830 (1080 - T_A) = 9,4 K_{жс};$$

$$K_{жс} = (6 + 2,45 \cdot w_{жс}^{0,7}) \cdot \left(\frac{0,0115}{0,025}\right)^{0,7} = 5,08 + 2,08 \cdot w_{жс}^{0,7};$$

$$w_{жс} = 0,0247 (813 + 0,5 \cdot T_A).$$

Решение системы дает:

$$T_A = 1011^\circ;$$

$$w_{жс} = 32,58;$$

$$K_{жс} = 28,92$$

Жаровые трубы в области элементов

$$(1 - \beta') \left[6548 \lg \frac{814}{T_3^{жс} - 197} + 0,5830 (1011 - T_3^{жс}) \right] = 87,6 K_{жс}'';$$

$$K_{жс}'' = 6,22 + 2,54 \cdot w_{жс}''^{0,7};$$

$$w_{жс}'' = 0,0238 (779 + 0,5 \cdot T_3^{жс});$$

$$\beta' \left[6548 \lg \frac{1011 - \frac{197 + t_d}{2}}{T_3^{жс} - \frac{197 + t_d}{2}} + 0,5830 (1011 - T_3^{жс}) \right] = 100,9 \cdot K_d;$$

$$Q_d = \beta' [2732 (1011 - T_3^{жс}) + 0,2910 (1011^2 - T_{жс}^2)]$$

Вычисление ожидаемой величины K_d по формуле (233)

$$K_d = \left[6 + 0,24 \left(\frac{1573 \cdot 7000 \cdot 0,506}{10000 \cdot 0,393} \right)^{0,7} \right] \left(\frac{0,0115}{0,0097} \right)^{0,214} = 46,20.$$

Решая предыдущую систему пяти уравнений, получаем.

$$T_3^{жс} = 319^\circ; w_{жс}'' = 22,35; K_{жс}'' = 28,57; \beta = 0,568;$$

$$Q_d = 1\,226\,000; \Delta \lambda = 104,8; \lambda_d = 647 + 104,8 = 751,8; t_d = 344^\circ.$$

Подстановка найденных значений величин β' , t_a и $T_3^{\text{ж}}$ в уравнение теплопередачи для перегретых трубок дает:

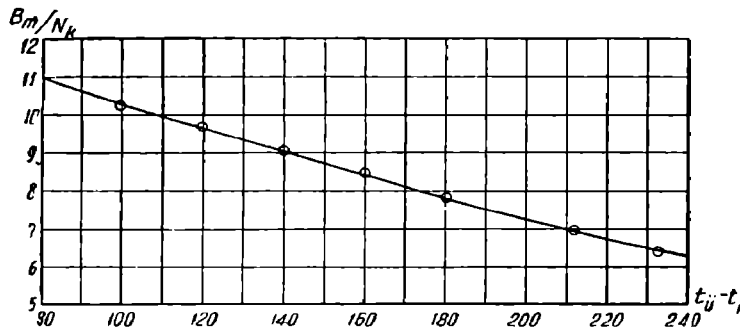
$$K_a = 0,568 \left[\frac{1011 - \frac{197 + 344}{2}}{319 - \frac{197 + 344}{2}} + 0,5830 (1011 - 319) \right] \frac{1}{100,9} = 45,88,$$

что представляет совершенно удовлетворительную сходимость с цифрой 46,20, полученной выше по эмпирической формуле.

Средняя температура уходящих газов:

$$T_3 = T_3^{\text{д}}(1 - \beta) + T_3^{\text{ж}} \cdot \beta = 380 \cdot 0,494 + 319 \cdot 0,506 = 349^\circ.$$

На черт. 123 представлена зависимость расхода пара на 1 л. с. в час от степени перегрева пара, т. е. от величины $t_a - t_k$, полученная из многочис-



Черт. 123.

сленных опытов с паровозами в условиях форсированной работы. Для нашего случая при

$$t_a - t_k = 344 - 197 = 147^\circ$$

находим

$$\frac{B_m}{N_k} = 8,84 \text{ кг};$$

отсюда

$$N_k = \frac{11700}{8,84} = 1324 \text{ л. с.}$$

и

$$\frac{B_h}{N_k} = \frac{1990}{1324} = 1,503 \text{ кг.}$$

Полный к. п. д. паровоза (от топки до обода движущих колес):

$$\eta = \frac{632}{K} \frac{1}{\frac{B_h}{N_k}} = \frac{632}{7000 \cdot 1,503} = 0,0601, \text{ или } 6,01\%:$$

Произведем теперь второй вариант подсчета при увеличенной длине трубчатой части котла $L = 6,87 \text{ м}$. При этом для сохранения прежней величины поверхности нагрева потребуются 36 жаровых и 164 дымогарных труб.

Будем иметь:

$H^{\text{вод}} = 180,4 \text{ м}^2;$	$H_{\text{жс}}' = 7,0 \text{ м}^2;$	$\Omega_{\text{д}} = 0,272 \text{ м}^2;$
$H_{\text{жс}}^{\text{вод}} = 103,7 \text{ м}^2;$	$H_{\text{жс}}'' = 90,00 \text{ м}^2;$	$\Omega_{\text{жс}}' = 0,283 \text{ м}^2;$
$H_{\text{д}}^{\text{жс}} = 162,7 \text{ м}^2;$	$H_{\text{д}} = 103,7 \text{ м}^2;$	$\Omega_{\text{жс}}'' = 0,293 \text{ м}^2.$
$H_{\text{жс}}^{\text{жс}} = 97,0 \text{ м}^2;$		

По уравнению (217) определяем:

$$\beta = 0,504; \quad 1 - \beta = 0,496.$$

УДМУТ
(ДИТ)

Дымогарные трубы

$$6429 \lg \frac{883}{T_3^{\partial} - 197} + 571 (1080 - T_3^{\partial}) = 162,7 K_{\partial} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_3^{\partial} = 336^{\circ} \\ w_{\partial} = 32,96 \\ K_{\partial} = 34,29 \end{array} \right.$$

$$K_{\partial} = 6 + 2,45 \cdot w_{\partial}^{0,7}$$

$$w_{\partial} = 0,0336 (813 + 0,5 \cdot T_3^{\partial})$$

Жаровые трубы до элементов

$$6513 \lg \frac{883}{T_A - 197} + 0,581 (1080 - T_A) = 7,0 K_{жс'} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_A = 1018^{\circ} \\ w_{жс'} = 43,36 \\ K_{жс'} = 34,22 \end{array} \right.$$

$$K_{жс'} = 5,08 + 2,08 \cdot w_{жс'}^{0,7}$$

$$w_{жс'} = 0,0328 (813 + 0,5 T_A)$$

Жаровые трубы в области элементов

$$(1 - \beta') \left[6513 \lg \frac{821}{T_3^{жс''} - 197} + 0,581 (1018 - T_3^{жс''}) \right] = 90,0 \cdot K_{жс''} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_3^{жс''} = 290^{\circ} \\ w_{жс''} = 29,29 \end{array} \right.$$

$$K_{жс''} = 6,22 + 2,54 \cdot w_{жс''}^{0,7}$$

$$w_{жс''} = 0,0316 (782 + 0,5 \cdot T_3^{жс''}) \quad \left\{ \begin{array}{l} K_{жс''} = 33,23 \\ \beta' = 0,546 \end{array} \right.$$

$$\beta' \cdot \left[6513 \lg \frac{1018 - \frac{197 + t_u}{2}}{T_3^{жс} - \frac{197 + t_u}{2}} + 0,581 (1018 - T_3^{жс}) \right] = \left\{ \begin{array}{l} Q_u = 1\,237\,000 \\ \Delta \lambda = 102,8 \\ \lambda_{\partial} = 748,8 \\ t_{\partial} = 339^{\circ} \end{array} \right.$$

$$= 103,9 \cdot K_{\partial}$$

$$Q_{\partial} = \beta' [2732 (1018 - T_3^{жс}) + 0,290 (1018^2 - T_3^{жс2})]$$

$$K_{\partial} = \left[6 + 0,24 \left(\frac{1573 \cdot 7000 \cdot 0,504}{10000 \cdot 0,293} \right)^{0,7} \right] \left(\frac{0,0115}{0,0097} \right)^{0,214} = 54,93.$$

Контрольная величина:

$$K_{\partial} = \frac{0,546 \left[6513 \lg \frac{1018 - 268}{290 - 268} + 0,581 (1018 - 290) \right]}{103,7} = 54,79.$$

Средняя температура уходящих газов:

$$T_3 = 0,496 \cdot 336 + 0,504 \cdot 290 = 313^{\circ}.$$

Примечание. Расход пара B_m во втором варианте будет, очевидно, иной, чем в первом (при длине труб 5,15 м), по следующим соображениям: температура T_3 понижена по сравнению с первым вариантом; следовательно, количество тепла, отдаваемого в котел, во втором варианте больше, в результате чего возрастет и количество приготовленного котлом пара.

Поверхность нагрева огневой коробки дает, очевидно, для испарения воды в котле одно и то же количество тепла в обоих вариантах. Количество же тепла, отдаваемого в котел через поверхность нагрева дымогарных и жаровых труб, определяется следующим образом:

$$Q = (1 - \beta) \cdot [M(T_2 - T_3^{\partial}) + N(T_2^2 - T_3^{\partial 2})] + \beta [M \cdot (T_2 - T_A) + N(T_2^2 - T_A^2)] + \beta(1 - \beta') \cdot [M \cdot (T_A - T_3^{жс}) + N(T_A^2 - T_3^{жс2})]. \quad (245)$$

Произведя подстановку входящих в уравнение (245) величин, находим:

для 1-го варианта:

$$Q = 2\,158\,000 + 257\,000 + 932\,000 = 3\,347\,000;$$

для 2-го варианта:

$$Q = 2\,293\,000 + 206\,000 + 1\,028\,000 = 3\,527\,000,$$

т. е. больше на 180 000 *жал/час*.

Так как теплосодержание пара в котле $\lambda_k = 647$ *кал*, а теплота питательной воды (подогретой) $\vartheta = 100$ *кал*, то на приготовление 1 *кг* пара затрачивается в котле:

$$647 - 100 = 547 \text{ кал.}$$

Отсюда находим, что во втором варианте будет приготовлено полезного пара:

$$B_m = 11\,700 + \frac{180\,000}{547} \cong 12\,030 \text{ кг/час.}$$

Эта цифра и была принята в предыдущих подсчетах при определении величины $\Delta\lambda$ по величине Q_a .

По кривой (черт. 123) находим для второго варианта:

$$\frac{B_m}{N_k} = 9,00 \text{ кг;}$$

$$N_k = \frac{12030}{9} = 1337 \text{ л. с.; } \frac{B_h}{N_k} = \frac{1990}{1337} = 1,488 \text{ кг;}$$

$$\eta = \frac{632}{7000 \cdot 1,488} = 0,0606, \text{ или } 6,06\%.$$

По этому методу были произведены тепловые анализы работы паровоза при длине труб $L = 3,435$ *м* и $10,3$ *м*.

Результаты сведены в табл. 43.

Таблица 43

Сравнительные данные работы котла при разной длине труб

L		3,435	5,15	6,87	10,30
Число дымогарных труб	—	328	218	164	109
Число жаровных труб	—	72	48	36	24
d_d	<i>мм</i>	51/57	51/57	51/57	51/57
$d_{до}$	»	125/133	125/133	125/133	125/133
$d_{дв}$	»	29/36	29/36	29/36	29/36
B_h	<i>кг/час</i>	1572	1572	1572	1572
B_m	»	11 144	11 700	12 030	12 595
T_2	$^{\circ}\text{Ц}$	1080°	1080°	1080°	1080°
β	—	0,514	0,506	0,504	0,504
$1-\beta$	—	0,486	0,494	0,496	0,496
β'	—	0,588	0,568	0,546	0,489
T_2^{θ}	$^{\circ}\text{Ц}$	441	380	336	283
$T_2^{\text{до}}$	»	375	319	290	261
T_2	»	407	349	313	272
Q_a	<i>кал/час</i>	1 167 000	1 226 000	1 028 000	1 193 000
$\Delta\lambda$	<i>кал/кг</i>	103,8	104,8	102,8	92,3
λ_a	»	750,8	751,8	749,8	739,3
t_a	$^{\circ}\text{Ц}$	342	344	339	320
$\frac{B_m}{N_k}$	<i>кг</i>	8,90	8,84	9,00	9,65
$\frac{B_h}{N_k}$	•	1,590	1,503	1,488	1,525
η	$\%$	5,68	6,01	6,06	5,92

Подводя итоги проведенного исследования, мы видим, что изменение длины трубчатой части паровозного котла даже в самых широких пределах очень мало изменяет величину к. п. д. паровоза, что позволяет при проектировании паровозов выбирать любую длину L , наиболее удобную в смысле размещения котла на колесной базе и развески паровоза.

Влияние диаметра труб дымогарных, жаровых и перегревательных на работу котла

Вопрос о влиянии диаметров дымогарных, жаровых и перегревательных труб на работу паровозного котла имеет в настоящее время весьма актуальное значение, так как в мощных паровозах с громадными поверхностями нагрева котлов и длинной колесной базой приходится применять трубы длиной до 7 м и более, что в свою очередь вызывает необходимость применения труб больших диаметров.

Во всех наших паровозах прежних построек мы имели диаметр дымогарных труб 45/50 или 46/51 мм, причем длина труб не превышала 5,15 м.

В паровозе 2-3-1 серии Л при $L = 5,35$ м пришлось поставить дымогарные трубы диаметра 51/57 мм для уменьшения засаривания (заноса) труб. При длине труб 6,8 м в котлах германских паровозов типа „Пасифик“ поставлены трубы 65/70 мм.

С увеличением диаметра дымогарных труб целесообразно увеличивать и диаметр жаровых труб, чтобы не уменьшить доли газов, поступающих в жаровые трубы, и сохранить высокий перегрев пара. При подборе диаметров труб дымогарных, жаровых и перегревательных необходимо стремиться к удовлетворению неравенства:

$$r_{жс''} \geq r_{д}.$$

Для выявления влияния диаметра перегревательных трубок воспользуемся данными предыдущего примера паровоза типа 1-5-0 и, сохраняя для него прежний режим работы ($B_h, B_n, K, M, N, p_k, \alpha, T_2, t_k$), заменим перегревательные трубки диаметра 29/36 мм трубками меньшего диаметра — 24/30 мм.

Имеем:

$$\begin{aligned} H_{д} &= \pi \cdot 0,03 \cdot 4(5,15 - 0,5) \cdot 48 = 84,1 \text{ м}^2; \\ \Omega_{жс''} &= \frac{\pi(0,125^2 - 4 \cdot 0,03^2)}{4} \cdot 48 = 0,452 \text{ м}^2; \\ r_{жс''} &= \frac{0,125^2 - 4 \cdot 0,03^2}{4(0,125 + 4 \cdot 0,03)} = 0,0123 \text{ м}. \end{aligned}$$

Подставляя эти величины в формулу (217), находим:

$$\beta = 0,568; \quad 1 - \beta = 0,432.$$

Как и следовало ожидать, при уменьшении диаметров перегревательных трубок приток газов в жаровые трубы увеличился.

Работа газового потока в дымогарных трубах:

$$\begin{aligned} 5591 \lg \frac{883}{T_3^{\partial} - 197} + 0,4977(1080 - T_3^{\partial}) &= 162,2 \cdot K_{д} \left\{ \begin{array}{l} T_3^{\partial} = 368^{\circ} \\ \omega_{д} = 21,13 \\ K_{д} = 26,73 \end{array} \right. \\ K_{д} &= 6 + 2,45 \cdot \omega_{д}^{0,7} \\ \omega_{д} &= 0,0212(813 + 0,5 \cdot T_3^{\partial}) \end{aligned}$$

Жаровые трубы до элементов

$$\begin{aligned} 7351 \lg \frac{883}{T_A - 197} + 0,6543(1080 - T_A) &= 9,4 \cdot K_{жс'} \left\{ \begin{array}{l} T_A = 1014^{\circ} \\ \omega_{жс'} = 36,56 \\ K_{жс'} = 30,91 \end{array} \right. \\ K_{жс'} &= 5,08 + 2,08 \cdot \omega_{жс'}^{0,7} \\ \omega_{жс'} &= 0,0277(813 + 0,5 \cdot T_A) \end{aligned}$$

Жаровые трубы в области пароперегревателя

$$(1 - \beta') \cdot \left[7351 \lg \frac{817}{T_3^{жс} - 197} + 0,6543(1014 - T_3^{жс}) \right] = 87,6 \cdot K_{жс''};$$

$$K_{жс''} = 5,91 + 2,42 \cdot w_{жс''}^{0,7};$$

$$w_{жс''} = 0,0232(780 + 0,5 \cdot T_3^{жс});$$

$$\beta' \left[7351 \lg \frac{1014 - \frac{197 + t_a}{2}}{T_3^{жс} - \frac{197 + t_a}{2}} + 0,6543(1014 - T_3^{жс}) \right] = 84,1 \cdot K_a;$$

$$Q_a = \beta' [3067(1014 - T_3^{жс}) + 0,3272(1014^2 - T_3^{жс2})].$$

Решение этой системы уравнений методом попыток приводит к следующим значениям неизвестных:

$$T_3^{жс} = 377^\circ;$$

$$w_{жс''} = 22,47;$$

$$K_{жс''} = 27,29;$$

$$\beta' = 0,545;$$

$$Q_a = 1\,223\,000.$$

Тепло, получаемое котлом через поверхность нагрева труб:

$$Q = 0,432 [5400(1080 - 368) + 0,576(1030^2 - 368^2)] + 0,568 [5400(1080 - 1014) + 0,576(1080^2 - 1014^2)] + 0,568(1 - 0,545) [5400(1014 - 377) + 0,576(1014^2 - 377^2)] = 1\,917\,000 + 247\,000 + 1\,022\,000 = 3\,186\,000.$$

Эта величина получилась меньше, чем в основном варианте (при $d_a = 29/36$ мм), на

$$3\,347\,000 - 3\,186\,000 = 161\,000 \text{ кал/час.}$$

Следовательно, количество приготавливаемого котлом в час полезного пара будет равно:

$$B_m = 11\,700 - \frac{161\,000}{546} = 11\,405 \text{ кг/час;}$$

отсюда

$$\Delta\lambda = \frac{Q_a}{B_m} = \frac{1223000}{11405} = 107,2;$$

$$\lambda_a = 646 + 107,2 = 753,2;$$

$$t_a = 349^\circ.$$

Контрольное уравнение дает:

$$K_a = \frac{0,545 \left[7351 \lg \frac{1014 - 273}{377 - 273} + 0,6543(1014 - 377) \right]}{84,1} = 43,22.$$

По эмпирическому уравнению (233) получаем для данного случая:

$$K_a = \left[6 + 0,24 \left(\frac{0,568 \cdot 1573 \cdot 7000}{10000 \cdot 0,452} \right)^{0,7} \right] \left(\frac{0,0115}{0,0123} \right)^{0,214} = 43,20.$$

Средняя температура уходящих газов:

$$T_3 = 368 \cdot 0,432 + 377 \cdot 0,568 = 373^\circ$$

Тепло испарения:

$$Q_a = B_k(\lambda_k - \vartheta) = (11\,405 + 800) \cdot (646 - 100) = 6\,661\,000,$$

что составляет в процентах от тепла сгорания:

$$\frac{6\,661\,000}{1990 \cdot 7000} \cdot 100 = 47,82.$$

УДКУНЬ
УДУНТ
(ДУНТ)

Тепло осушки и перегрева пара составляет:

$$\frac{1223000}{1990 \cdot 7000} \cdot 100 = 8,78\%$$

Полный к. п. д. котла:

$$\eta_k = 47,82 + 8,78 = 56,70\%$$

В основном варианте (при перегревательных трубках $d_n = 29/36$ мм) мы имели:

$$\frac{(11700 + 800)(646 - 100)}{1990 \cdot 7000} \cdot 100 = 49,00\%;$$

$$\frac{11700 \cdot 104,8}{1990 \cdot 7000} \cdot 100 = 9,02\%;$$

$$\eta_k = 49,00 + 9,02 = 58,02\%$$

По черт. 123 при $\Delta t = 319 - 197 = 152^\circ$:

$$\frac{B_m}{N_k} = 8,70 \text{ кг};$$

отсюда

$$N_k = \frac{11405}{8,70} = 1311 \text{ л. с.};$$

$$\frac{B_h}{N_k} = \frac{1990}{1311} = 1,518 \text{ кг};$$

$$\eta = \frac{6 \cdot 2}{7000 \cdot 1,518} = 0,0595, \text{ или } 5,95\%.$$

Задаваясь различными диаметрами перегревательных трубок и применяя указанный метод сравнительного исследования, получаем следующие цифровые данные, сведенные в табл. 44.

Таблица 44

Сравнительные данные работы котла перегревного паровоза при различных диаметрах перегревательных трубок

d_n	мм	0	18/24	24/30	29/36	35/42	42/50
B_h	кг/час	1573	1573	1573	1573	1573	1573
B_m	>	11 116	11 295	11 405	11 700	12 045	12 485
H_n	м ²	0	67,3	84,1	100,9	117,7	140,1
H_k	>	305,8	305,8	305,8	305,8	305,8	305,8
H_u	—	0	0,220	0,275	0,330	0,335	0,458
β	—	0,717	0,613	0,568	0,536	0,425	0,278
$1-\beta$	—	0,283	0,387	0,432	0,494	0,575	0,722
K_d	кал/м ² ·ч·1°	21,48	25,64	26,73	28,92	32,22	37,05
w_d	м/сек	13,95	19,35	21,13	25,18	29,56	37,66
$K_{жс}$	кал/м ² ·ч·1°	35,55	32,35	30,91	28,92	26,09	20,68
$w_{жс}$	м/сек	46,30	39,50	36,55	32,58	27,23	17,79
$K_{жс}'$	кал/м ² ·ч·1°	24,06	26,59	27,29	28,57	31,74	33,04
$w_{жс}'$	м/сек	25,67	22,56	22,47	22,35	24,19	21,26
K_u	кал/м ² ·ч·1°	—	41,35	43,22	45,88	49,46	56,69
β'	—	0	0,503	0,545	0,568	0,555	0,482
Q_d	кал/час	0	1 119 000	1 223 000	1 226 000	1 069 000	627 000
$\Delta \lambda$	кал/кг	0	99,1	107,2	101,8	88,8	50,2
t_d	°Ц	197	331	349	344	312	245
$T_{3,м}$	>	311	348	368	380	398	426
$T_{3,м}'$	>	716	414	377	319	266	221
T_3	>	601	401	373	349	342	369
r_k	%	46,8	55,5	56,7	58,0	58,0	56,7
$\frac{B_m}{N_k}$	кг/л.с.	14,50	9,25	8,70	8,84	9,87	12,08
$\frac{B_h}{N_k}$	>	2,59	1,63	1,52	1,50	1,63	1,93
η	%	3,48	5,54	5,95	6,01	5,53	4,69

На черт. 124 дана графическая сводка полученных результатов.

Данные эти показывают, как осторожно и продуманно надо подходить в каждом новом проекте к выбору размеров трубок.

На данном примере мы видим, между прочим, что подбор размеров трубок в наших паровозах с жаровыми трубами 125/133 мм и дымогарными 46/51 мм сделан очень удачно: при $d_{ii} = 29/36$ мм (фактически применяемый стандарт-

ный диаметр) мы имеем наивысшую температуру перегрева пара, наинизшую среднюю температуру уходящих газов и максимум к. п. д. паровоза.

Что касается влияния диаметра жаровых труб, то очевидно, что оно будет обратно влиянию d_a , т. е. с точки зрения привлечения в жаровые трубы большей порции газов полезно увеличивать $d_{жс}$. Практически хорошие результаты получаются при соблюдении условия $r_{жс}'' \geq r_d$

Переходя к вопросу о влиянии диаметра дымогарных труб на работу котла, можно заранее сказать, что с точки зрения тепловой эффективности паровоза увеличение d_d невыгодно, так как при этом увеличивается Ω_d (при одной и той же поверхности нагрева труб), уменьшается доля газов β , обслуживающая пароперегреватель, а следовательно падает и перегрев пара. С другой стороны, как уже указывалось, d_d выбирается в соответствии с длиной труб и не может быть меньше $1/80 - 1/100$ длины труб (под d_d подразумевается наружный диаметр дымогарной трубы).

Исследование влияния диаметра дымогарных труб на тепловую работу паровоза проведено применительно к тому же самому паровозу типа 1-5-0 вышеуказанным методом, и результаты сведены в табл. 45.

Таблица 45

d_d		40/45	46/51	51/57	60/65
Число трубок	—	247	218	195	169
$H_d^{вод}$	м ³	179,7	179,8	179,7	179,3
$H_d^{газ}$	»	159,8	162,2	160,8	165,5
$H_{жс}^{вод}$	»	103,2	103,2	103,2	103,2
H_{ii}	»	305,7	305,8	305,7	305,3
H_{ii}	»	100,9	100,9	100,9	100,9
H_n	—	0,330	0,330	0,330	0,330
β	—	0,562	0,506	0,470	0,470
K_d	кал/м ² ·ч·1°	30,53	28,92	28,68	26,95
w_d	м/сек	25,55	25,18	24,96	23,88
$K_{жс}'$	кал/м ² ·ч·1°	30,44	28,57	27,19	25,06
$w_{жс}'$	м/сек	25,08	22,35	20,94	17,05
K_{ii}	кал/м ² ·ч·1°	49,05	45,88	44,11	40,62
β'	—	0,564	0,568	0,570	0,577
B_h'	кг/час	1573	1573	1573	1573
B_m	»	11 602	11 700	11 628	11 563
Q_d	кал/час	1 336 000	1 226 000	1 154 000	1 022 000
$\Delta\lambda$	кал/кг	115,0	104,8	99,3	88,4
t_{ii}	°Ц	362	344	332	311
$T_{з}^d$	»	339	380	412	460
$T_{з}^{жс}$	»	332	319	309	292
$T_{з}$	»	335	349	304	392
$\eta_{жс}$	%	58,2	58,0	57,0	55,8
B_m	кг	8,33	8,84	8,23	9,89
N_n	»	1,430	1,503	1,580	1,702
η	%	6,32	6,01	5,71	5,31

Данные этой таблицы показывают, что с точки зрения теплотехнической выгоды всегда полезно уменьшить диаметр дымогарных труб. Однако нельзя забывать, что при этом резко возрастают газовое сопротивление котла и засориваемость труб.

Для исследованных четырех вариантов величины газового сопротивления труб, подсчитанные по формуле:

$$S = A \cdot \frac{L}{r_0} \gamma_0 \cdot \omega_0^2,$$

составляют (в кг/м²): 399 А; 273 А; 242 А; 178 А.

Глава VI

Влияние температуры питательной воды на перегрев пара

Применение подогрева питательной воды помимо ряда чисто эксплуатационных преимуществ преследует две основные цели: или повышение паропроизводительности котла V_m , или же получение экономии расхода горючего. Пусть мы имеем котел с вполне определенными размерами поверхностей нагрева, отапливаемый определенным сортом топлива. Сравним условия тепловой работы пароперегревателя при питании котла холодной водой и при наличии водоподогрева.

Случай 1-й: $V_h = \text{const.}$

Если количество сжигаемого в единицу времени топлива и условия его сгорания будут одни и те же, то, независимо от питания котла холодной или горячей водой, в различных пунктах котла установятся вполне определенные, совершенно одинаковые в обоих случаях температуры газов, в частности температуры при входе в пароперегреватель и при выходе из него. Таким образом, как при наличии, так и при отсутствии водоподогрева тепловое напряжение стенок перегревательных трубок и температуры омывающих их газов будут одинаковы, а следовательно будут одинаковы и количества тепла, передаваемого в единицу времени газами через стенки перегревательных трубок. Что касается количества приготовляемого котлом влажного пара, то его конечно будет больше при подогреве воды до ϑ° , так как в этом случае на приготовление каждого кг пара котел затрачивает $\lambda_k - \vartheta$ кал, что значительно меньше количества тепла $\lambda_k - \tau$, затрачиваемого при питании котла холодной водой с температурой τ° .

После сказанного становится понятным, что если количество пара, проходящего в единицу времени через элементы, при наличии водоподогрева возрастает, а количество тепла, получаемого этим паром от окружающих газов, остается прежним, то каждый кг пара получит в пароперегревателе меньшее количество тепла, и температура перегрева понизится.

Случай 2-й: $V_m = \text{const.}$

Если водоподогрев применяется не с целью повышения паропроизводительности котла V_m , а для достижения экономии расхода топлива, то при том же количестве проходящего через элементы пара будет сжигаться меньше топлива при питании котла подогретой водой.

В этом случае благодаря уменьшению величины отношений

$$\frac{\mu V_h K}{H_m} \quad \text{и} \quad \frac{\mu V_k K}{H_k + H_u}$$

снизятся температуры газов как при входе, так и при выходе из области расположения перегревательных трубок, что и повлечет за собой понижение степени перегрева пара.

Таким образом, в обоих случаях присоединение к котлу водоподогревателя или инжектора мягкого пара вызовет снижение перегрева.

Величина $\Delta\lambda = \lambda_g - \lambda_c$ снижается при водоподогреве в отношении $\frac{\lambda_g - \tau}{\lambda_c - \theta}$, так что:

$$\Delta\lambda' = \Delta\lambda \frac{\lambda_g - \tau}{\lambda_c - \theta},$$

где $\Delta\lambda'$ и $\Delta\lambda$ — приращения теплосодержания пара в элементах при подогретой и холодной воде.

Определим, как изменится при выключении водоподогревателя температура перегрева пара в условиях работы котла паровоза 1-5-0, обследованных в главе IV. Все уравнения, характеризующие теплопередачу в дымогарных и жаровых трубах, остаются, очевидно, без изменения. Решение системы уравнений для жаровых труб в области перегревателя дает следующие результаты:

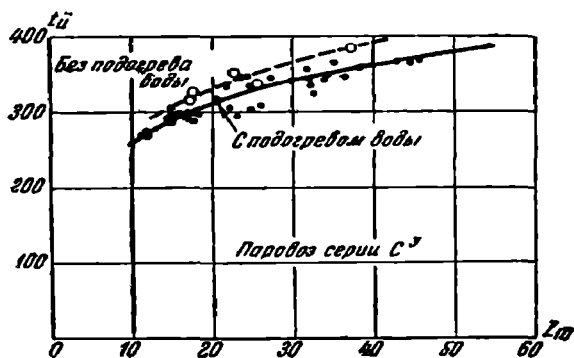
$$T_3^{жс} = 327^\circ; \quad \omega_{жс} = 22,45; \quad K_{жс} = 28,63. \\ \beta' = 0,553; \quad Q_a = 1\,182\,000;$$

Тепло, получаемое котлом через поверхность нагрева рассматриваемой части жаровых труб, равно:

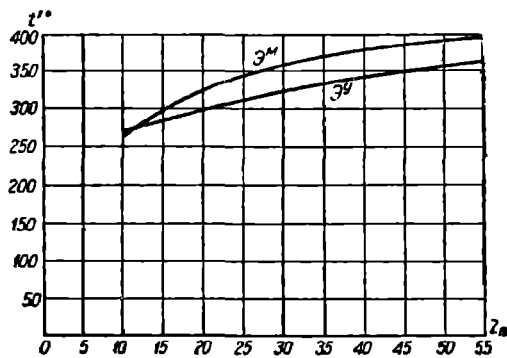
$$Q_{жс} = 0,506(1 - 0,553)[5400(1011 - 327) + 0,576(1011^2 - 327^2)] = 953\,000,$$

т. е. больше, чем в основном варианте, на

$$953\,000 - 932\,000 = 21\,000 \text{ кал/час.}$$



Черт. 125.



Черт. 126.

Принимая температуру воды в тендерном водяном баке $\tau = 10^\circ$, имеем для определения часового паросъема:

$$12\,500(646 - 100) + 21\,000 = (B_m + 800)(646 - 100),$$

откуда

$$B_m = 9964 \text{ кг/час.}$$

Далее находим:

$$\Delta\lambda = \frac{Q_a}{B_m} = \frac{1\,182\,000}{9964} = 118,6 \text{ кал/кг}; \\ \lambda_a = 646 + 118,6 = 764 \text{ кал/кг}; \\ t_u = 369,5^\circ.$$

Контрольное уравнение дает:

$$K_a = \frac{0,553 \left[6548 \cdot \lg \frac{1011 - \frac{197 + 369,5}{2}}{327 - \frac{197 + 369,5}{2}} + 0,5^3(1011 - 327) \right]}{100,9} = 45,96,$$

что почти совпадает с цифрой 46,20, определяемой для рассматриваемого случая по эмпирической формуле (233).

Итак, для данного частного случая мы определили повышение температуры перегрева пара при выключении водоподогревателя на 25,5°.

На практике эта цифра обычно колеблется в пределах 20 — 30°.

На черт. 125 приведены данные о температуре перегрева пара на паровозе серии С^У, полученные при опытных поездках. Паровоз работал с подогревом воды в среднем до 100°, но несколько поездок было проведено с выключенным водоподогревателем (вследствие его порчи). Эти поездки отмечены на черт. 125 кружками; все они дали, как видим, повышение температуры перегрева.

На черт. 126 показаны температуры пара в золотниковой коробке у паровозов серий Э^У и Э^М, совершенно тождественных по размерам котла и испытывавшихся на одном и том же топливе, первый—с подогревом воды, второй—с инжекторным питанием.

Таблица 46

§	50°	60°	80°	100°	120°	140°
Снижение температуры перегрева . . .	11°	14°	20°	25°	31°	37°

В табл. 46 даны примерные цифры снижения температуры перегрева при подогреве воды до различной температуры.

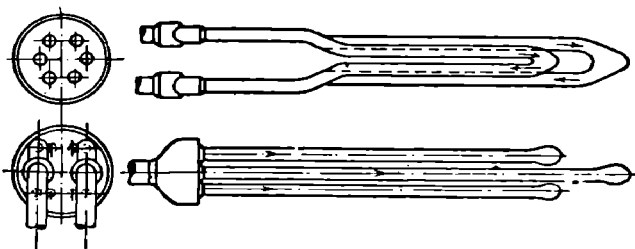
Глава VII

Усовершенствование трубчатого жаротрубного пароперегревателя. Элемент Чусова и его рабочий процесс

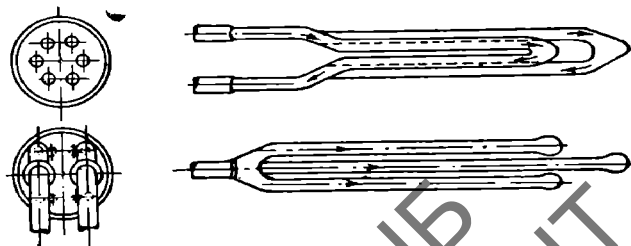
В Союзе ССР лет пятнадцать назад начал распространяться, конкурируя с системой Шмидта, паровозный пароперегреватель системы С. М. Чусова, схема которого представлена на черт. 127 и 128, а поперечное сечение жаровой трубы, оборудованной элементом Чусова,—на черт. 129.

Пар из коробки пароперегревателя по подводящей трубке поступает в распределительную камеру, из которой по трем трубкам направляется к топке, здесь трубки поворачиваются обратно и по ним пар возвращается в распределительную камеру и далее в коллектор. Черт. 128 представляет вариант с заварными соединениями, без распределительных камер, что предпочтительнее с точки зрения сохранения плавности сечений, а следовательно и меньшего мятия пара.

Вопросу о потере давления при прохождении пара по перегревателю пара по перегревателю пара будет посвящена специальная глава; здесь же мы укажем на значительное преимущество принципа однооборотного перегревателя (черт. 127 и 128), так как скорость протекания пара по трубкам получается при этом втрое меньше, чем в том случае, когда пар обтекает трубки последовательно (черт. 130).



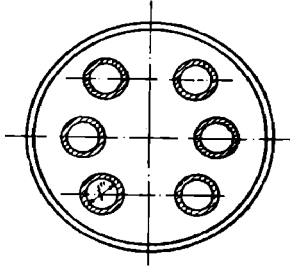
Черт. 127.



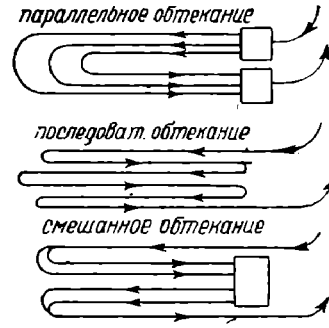
Черт. 128.

Проведем исследование тепловой работы котла с перегревателем системы Чусова для паровоза 1-5-0, служившего выше объектом нашего исследования при элементах системы Шмидта.

Оставляя те же размеры котла, расход угля и режим топки, которые мы имели для паровоза 1-5-0 в главе IV, заменим элементы Шмидта элементами системы Чусова с 6 трубками диаметром 18/24 мм.



Черт. 129.



Черт. 130.

Площадь живого сечения 48 жаровых труб в области элементов:

$$\Omega_{жс'} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,125^2 - 6 \cdot 0,024^2) \cdot 48 = 0,459 \text{ м}^2.$$

Гидравлический радиус сечения:

$$r_{жс'} = \frac{0,125^2 - 6 \cdot 0,024^2}{4(0,125 + 6 \cdot 0,024)} = 0,0113 \text{ м}.$$

После этого находим:

$$\beta = 0,560; \\ 1 - \beta = 0,440.$$

$$\left. \begin{aligned} & \text{Дымогарные трубы} \\ 5695 \lg \frac{883}{T_3^{\theta} - 197} + 0,5070(1080 - T_3^{\theta}) &= 162,2 \cdot K_{\theta} \\ K_{\theta} &= 6 + 2,45 \cdot \omega_{\theta}^{0,7} \\ \omega_{\theta} &= 0,0224(813 + 0,5 T_3^{\theta}) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} T_3^{\theta} &= 378^{\circ} \\ \omega_{\theta} &= 22,45 \\ K_{\theta} &= 26,96 \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} & \text{Жаровые трубы до пароперегревателя} \\ 7247 \lg \frac{883}{T_A - 197} + 0,645(1080 - T_A) &= 9,4 \cdot K_{жс'} \\ K_{жс'} &= 5,08 + 2,08 \cdot \omega_{жс'}^{0,7} \\ \omega_{жс'} &= 0,0215(813 + 0,5 \cdot T_A) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} T_A &= 1023^{\circ} \\ \omega_{жс'} &= 28,47 \\ K_{жс'} &= 26,37 \end{aligned}$$

Жаровые трубы в области пароперегревателя

$$(1 - \beta') \left[7247 \lg \frac{826}{T_3^{жс} - 197} + 0,645(1023 - T_3^{жс}) \right] = 87,6 K_{жс''};$$

$$K_{жс''} = 6 + 2,45 \omega_{жс''}^{0,7};$$

$$\omega_{жс''} = 0,0207(785 + 0,5 T_3^{жс});$$

$$\beta' \left[7247 \lg \frac{1023 - \frac{197 + t_u}{2}}{T_3^{жс} - \frac{197 + t_u}{2}} + 0,645(1023 - T_3^{жс}) \right] = 100,9 \cdot K_u;$$

$$Q_u = \beta' [3024(1023 - T_3^{жс}) + 0,3226(1023^2 - T_3^{жс^2})];$$

$$K_u = 6 + 0,24 \left(\frac{1573 \cdot 7000 \cdot 0,560}{10000 \cdot 0,459} \right)^{0,7} = 43,13.$$

Решение последней системы уравнений приводит к следующим числовым значениям неизвестных:

$$T_3^{жс} = 364^\circ; \omega_{жс} = 20,02; K_{жс} = 25,95; \\ \beta' = 0,584; Q_u = 1\,360\,000.$$

Тепло, идущее в котел через стенки дымогарных и жаровых труб:

$$Q = 0,44 [5400(1080 - 378) + 0,576(1080^2 - 378^2)] + 0,56 [5400(1080 - 1023) + \\ + 0,576(1080^2 - 1023^2)] + 0,56(1 - 0,584) \cdot [5400(1023 - 364) + 0,576(1023^2 - 364^2)] = \\ = 1\,927\,000 + 211\,000 + 971\,000 = 3\,109\,000.$$

Эта цифра меньше по сравнению с аналогичной, полученной при шмидтовском пароперегревателе на

$$3\,347\,000 - 3\,109\,000 = 238\,000 \text{ кал/час.}$$

Вследствие этого имеем:

$$B_m = 11\,700 - \frac{238000}{646 - 100} = 11\,260 \text{ кг/час;}$$

$$\Delta\lambda = \frac{1360000}{11260} = 120,8;$$

$$\lambda_u = 646 + 120,8 = 766,8;$$

$$t_u = 374^\circ$$

Проверка дает:

$$K_u = \frac{0,584 \left[7247 \lg \frac{1023 - \frac{197 + 374}{2}}{364 - \frac{197 + 374}{2}} + 0,645(1023 - 364) \right]}{100,9} = 43,27.$$

По черт. 123:

$$\frac{B_m}{N_k} = 7,98 \text{ кг;}$$

$$N_k = \frac{11260}{7,98} = 1411 \text{ л. с.};$$

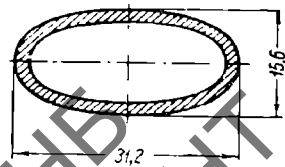
$$\frac{B_h}{N_k} = \frac{1990}{1411} = 1,410 \text{ кг;}$$

$$\eta = \frac{632}{7000 \cdot 1,41} = 0,0640, \text{ или } 6,4\%.$$

Данные проведенного исследования собраны в табл. 47.

Таким образом, пароперегреватель Чусова дает температуру перегрева на 30° выше по сравнению с температурой пароперегревателя Шмидта при повышении температуры уходящих газов всего на 20° . Это дает сбережение топлива (или повышение к. п. д. паровоза) примерно до $5,0 - 4,0\%$. К сожалению, элементы Чусова вследствие меньшего диаметра перегревателей труб и меньшей толщины их стенок в большей степени подвержены прогоранию концов труб, расположенных у огневой коробки, что заставляет иногда воздерживаться от их постановки на паровозы, особенно при плохом качестве питательной воды.

Еще лучшие результаты получаются, если трубки пароперегревателя Чусова выполнить не круглыми, а эллиптическими. Объясняется это тем, что эллиптическое сечение при том же периметре (т. е. при той же величине N_u) дает большие величины $\Gamma_{жс}$ и $\Omega_{жс}$, т. е. обеспечивает большие значения величин β и t_u .



Черт. 131.

Данные работы пароперегревателей систем Шмидта и Чусова

Система пароперегревателя		Шмидта	Чусова
R	$м^2$	5,7	5,7
H_m	»	22,8	22,8
$H_{\partial}^{год}$	»	179,8	179,8
$H_{жс}^{год}$	»	103,2	103,2
H_a	»	100,9	100,9
$H_{жс}$	»	305,8	305,8
H_a	—	0,330	0,330
$\frac{H_k}{H_k}$	—	0,362	0,362
Ω_{∂}	$м^2$		0,377
$\Omega_{жс'}$	»	0,377	
$\Omega_{жс''}$	»	0,393	0,459
r_{∂}	$м$	0,0115	0,0115
$r_{жс'}$	»	0,0250	0,0250
$r_{жс''}$	»	0,0097	0,0113
L_{∂}	»	5,15	5,15
$L_{жс'}$	»	0,50	0,50
$L_{жс''}$	»	4,65	4,65
B_h	$кг/час$	1573	1573
B_m	»	11 700	11 260
β	—	0,506	0,566
K_{∂}	$кал/м^2 \cdot ч \cdot 1^\circ$	28,92	26,96
ω_{∂}	$м/сек$	25,18	22,45
$K_{жс''}$	$кал/м^2 \cdot ч \cdot 1^\circ$	28,57	25,95
$\omega_{жс''}$	$м/сек$	22,35	20,02
K_a	$кал/м^2 \cdot ч \cdot 1^\circ$	45,88	43,27
β'	—	0,568	0,584
T_a	$^\circ C$	1080	1080
T_A	»	1011	1023
T_{∂}	»	380	378
$T_{жс}$	»	319	364
T_{∂}	»	349	370
Q_a	$кал/час$	1 226 000	1 360 000
Δl	$кал/кг$	104,8	120,8
t_a	$^\circ C$	344	374
$\eta_{жс}$	$\%$	58,0	56,9
$\frac{B_m}{N_{жс}}$	$кг$	8,84	7,98
$\frac{B_h}{N_k}$	»	1,503	1,410
η	$\%$	6,01	6,40

Периметр эллипса, изображенного на черт. 131, составляет:

$$S = \pi \left(3 \frac{15,6+7,8}{2} - \sqrt{15,6 \cdot 7,8} \right) = 75,7 \text{ м.м.}$$

При этом поверхность пароперегревателя для разобранных в предыдущих примерах паровоза типа 1-5-0 составит:

$$H_a = 0,0757 \cdot 4,65 \cdot 48,6 = 101,2 \text{ м}^2.$$

Площадь газового прохода в жаровых трубах при шести эллиптических трубах пароперегревателя:

$$\Omega_{жс''} = 48 \left(\frac{\pi}{4} 0,125^2 - 6 \cdot \frac{\pi}{4} 0,0312 \cdot 0,0516 \right) = 0,479 \text{ м}^2.$$

Величина среднего гидравлического радиуса:

$$r_{жс''} = \frac{0,125^3 - 6 \cdot 0,0312 \cdot 0,0516}{0,125 + 6 \cdot 0,0757} = 0,0118 \text{ м.}$$

Подсчитываем величину коэффициента отвлечения газов в жаровые трубы:

$$\beta = \frac{\frac{5,15}{0,0115 \cdot 0,362^2} - \sqrt{\frac{5,15}{0,0115 \cdot 0,362^2} \left(\frac{0,50}{0,025 \cdot 0,377^2} + \frac{4,65}{0,0118 \cdot 0,479^2} \right)}}{\frac{5,15}{0,0115 \cdot 0,362^2} - \left(\frac{0,50}{0,025 \cdot 0,377^2} + \frac{4,65}{0,0118 \cdot 0,479^2} \right)} = 0,577;$$

$$1 - \beta = 0,423.$$

Составляя по схеме предыдущего варианта системы уравнений, характеризующих работу газового потока в дымогарных и жаровых трубах, и решая эти уравнения, находим следующее.

Для дымогарных труб
 $T_3^d = 363^\circ; \quad \omega_d = 21,00; \quad K_d = 26,65.$

Для жаровых труб до элементов пароперегревателя
 $T_A = 1017^\circ; \quad \omega_{ж'} = 34,62; \quad K_{ж'} = 29,93.$

Для жаровых труб в области элементов пароперегревателя

$$T_3^{ж'} = 391^\circ; \quad \omega_{ж''} = 21,77; \quad K_{ж''} = 27,17; \quad \beta' = 0,626;$$

$$Q_d = 1\,405\,000; \quad B_m = 11\,010; \quad \Delta\lambda = 127,7; \quad \lambda_d = 774,7;$$

$$t_d = 390^\circ; \quad T_3 = 379^\circ; \quad \eta_{ж'} = 56,5\%;$$

$$\frac{B_m}{N_{ж'}} = 7,48; \quad N_{ж'} = 1472; \quad \frac{B_{ж'}}{N_{ж'}} = 1,352; \quad \eta = 6,68\%.$$

Таким образом, внешний эффект замены пароперегревателя системы Шмидта эллиптическими элементами Чусова выражается в следующем:

1. Температура перегрева возрастает с 344 до 390°, т. е. на 46°.
2. Количество приготовляемого котлом пара уменьшается с 11700 до 11010 кг/час, т. е. на 6%.
3. Температура отходящих газов из дымогарных труб падает с 380 до 363°, а из жаровых труб повышается с 319 до 391°.

Глава VIII

Пароперегреватель системы Элеско (тип Е) и исследование его рабочего процесса

На железных дорогах США получили большое распространение пароперегреватели системы Элеско. Эти пароперегреватели поставлены были на десяти паровозах серий Т^А и Т^В, заказанных нами в США; ими же оборудованы и наши новые мощные паровозы типа 1-5-1 серии ФД и 1-4-2 серии ИС.

Пароперегреватель Элеско имеет два типа: А и Е. Тип А представляет собой лишь незначительное конструктивное видоизменение четырехтрубного пароперегревателя Шмидта; тип Е является пароперегревателем, расположенным в жаровых трубах относительно небольшого диаметра (чаще всего 82,5/89 мм), причем каждый элемент расположен обычно в четырех жаровых трубах. На черт. 132 представлены сечение жаровой трубы и схема парового потока.

Преимуществами такого пароперегревателя являются:

1) более равномерное распределение тяги газов по всем трубам (число дымогарных труб ничтожно, и почти вся трубчатая поверхность нагрева состоит из жаровых труб);

2) меньшие напряжения на вырывание труб из решетки;

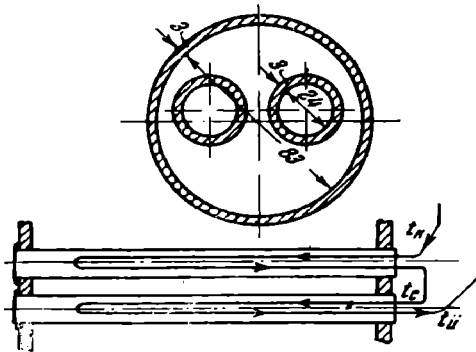
3) лучшие условия выхода пара на поверхность зеркала испарения благодаря более прямому и просторному вертикальным каналам между рядами жаровых труб, что должно обеспечить более спокойную поверхность зеркала испарения, а следовательно и получение более сухого пара.

Недостаток: слабая термическая эффективность вследствие невыгодно большой пропорции экранирующей поверхности жаровой трубы по отношению к поверхности перегревателей трубок: отношение $\frac{H_{жс''}}{H_a}$ для пароперегревателей Шмидта и Чусова составляет около 0,87, а для пароперегревателей Элеско — 1,37. Благодаря этому для получения достаточно высокого перегрева приходится сильно развивать перегревательную поверхность.

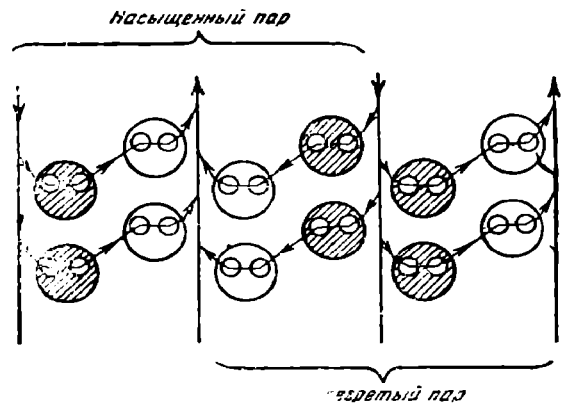
Обращаясь к исследованию тепловой работы пароперегревателя Элеско, намечаем следующий порядок: коэффициент разделения газового потока β подсчитываем на общих основаниях по формуле (217). Из уравнений (234) — (236) определяются факторы тепловой работы газов в дымогарных трубах: T_3^0 , $w_{жс'}$, $K_{жс'}$.

Из уравнений (237) — (239) находим: T_A , $w_{жс''}$, $w_{жс''}$.

Тепловая работа газов, протекающих по жаровым трубам в области пароперегревателя, будет, очевидно, неодинакова во всех трубах, так как температура пара в первых трубах (на черт. 133 покрыты штриховкой) будет ниже, чем во вторых трубах. Таким образом, половина жаровых труб будет



Черт. 132.



Черт. 133.

заключать в себе элементные трубки с паром низкой температуры, изменяющейся от t_k до t_c (черт. 132); в остальных же трубах температура перегретого пара будет изменяться от t_c до t_u .

Для первых труб имеем следующие соотношения:

$$\frac{\beta}{2} (1 - \beta'_1) \left\{ (M + 2Nt_k) \ln \frac{T_A - t_k}{(T_3^{жс})_1 - t_k} + 2N [T_A - (T_3^{жс})_1] \right\} = (K_{жс''})_1 \frac{H_{жс''}}{2} \quad (246)$$

$$(K_{жс''})_1 = [6 + 2,45 (w_{жс''})_1^{0,7}] \cdot \left(\frac{0,0115}{r_{жс''}} \right)^{0,214}; \quad (247)$$

$$(w_{жс''})_1 = 0,8425 \frac{aL_0 \mu B_h}{10^6 Q_{жс''}} \frac{\beta}{2} \left[\frac{T_A + (T_3^{жс})_1}{2} + 273 \right]; \quad (248)$$

$$\beta \beta'_1 \left\{ (M + 2N \frac{t_k + t_c}{2}) \ln \frac{T_A - \frac{t_k + t_c}{2}}{(T_3^{жс})_1 - \frac{t_k + t_c}{2}} + 2N [T_A - (T_3^{жс})_1] \right\} = K_u \frac{H_u}{2}; \quad (249)$$

$$(Q_u)_1 = \frac{\beta}{2} \beta'_1 \{ M [T_A - (T_3^{жс})_1] + [T_A^2 - (T_3^{жс})_1^2] \} \quad (250)$$

Из уравнений (246) — (250) определяются: $(T_3^{жс})_1$; $(w_{жс''})_1$; $(K_{жс''})_1$; β'_1 ; $(Q_u)_1$; $(\Delta \lambda)_1$; t_c .

Для теплопередачи в жаровых трубах, содержащих вторые петли элементов:

$$\frac{\beta}{2} (1 - \beta'_2) \left\{ (M + 2Nt_k) \ln \frac{T_A - t_k}{(T_3^{\text{жс}})_2 - t_k} + 2N [T_A - (T_3^{\text{жс}})_2] \right\} = (K_{\text{жс}''})_2 \frac{H_{\text{жс}''}}{2}; \quad (251)$$

$$(K_{\text{жс}''})_2 = [6 + 2,45 (\omega_{\text{жс}''})_2^{0,7}] \left(\frac{0,0115}{r_{\text{жс}''}} \right)^{0,214} \quad (252)$$

$$(\omega_{\text{жс}''})_2 = 0,8425 \frac{\alpha L_0 B_h}{10^6 \frac{Q_{\text{жс}''}}{2}} \frac{\beta}{2} \left[\frac{T_A + (T_3^{\text{жс}})_2}{2} + 273 \right]; \quad (253)$$

$$\frac{\beta}{2} \beta'_2 \left\{ \left(M + 2N \frac{t_c + t_u}{2} \right) \ln \frac{T_A - \frac{t_c + t_u}{2}}{(T_3^{\text{жс}})_2 - \frac{t_c + t_u}{2}} + 2N [T_A - (T_3^{\text{жс}})_2] \right\} = K_u \frac{H_u}{2}. \quad (254)$$

$$(Q_u)_2 = \frac{\beta}{2} \beta'_2 \{ M [T_A - (T_3^{\text{жс}})_2] + N [T_A^2 - (T_3^{\text{жс}})_2^2] \} \quad (255)$$

Из этих уравнений находим: $(T_3^{\text{жс}})_2$; $(\omega_{\text{жс}''})_2$; $(K_{\text{жс}''})_2$; β'_2 ; $(Q_u)_2$; $(\Delta\lambda)_2$; t_u .

Таблица 48

Данные сравнительного исследования работы пароперегревателей Элеско и типа Л-40 на паровозе 1-5-1 серии ФД

Система пароперегревателя		Элеско	Элеско	Л-40
Число дымогарных труб	—	44	10	98
Число жаровых труб	—	130	116	40
d_d	мм	51/57	51/57	51/57
$d_{\text{жс}}$	»	82,5/89	94,5/102	143/152
d_u	»	2·24/30	2·24/30	6·24/30
$H_d^{\text{вод}}$	м ²	47,1	10,64	104,71
$H_d^{\text{газ}}$	—	42,1	9,56	93,70
$H_{\text{жс}}$	»	10,57	12,05	5,54
$H_{\text{жс}''}$	»	190,44	193,45	101,7
H_u	»	134,7	122,85	127,06
H_c	»	295,0	263,7	249,7
H_u	—	0,456	0,465	0,509
\bar{H}_c	—	0,090	0,020	0,200
Ω_d	м ²	0,590	0,673	0,499
$\Omega_{\text{жс}}$	—	0,511	0,649	0,529
$\Omega_{\text{жс}''}$	—	0,01275	0,01275	0,01275
Γ_d	м	0,0185	0,0215	0,0315
$\Gamma_{\text{жс}}$	»	0,00877	0,01154	0,01304
$\Gamma_{\text{жс}''}$	—	2354	2354	2354
B_h	кг/час	12 550	11 900	11 495
B_m	»	0,828	0,970	0,731
β	—	0,490/0,329	0,466/0,350	0,574
β'	—	38,10	32,22	30,73
K_d	кал/м ² ·ч·1°	34,75	33,31	31,09
$K_{\text{жс}}$	»	35,37/36,02	32,46/32,95	30,82
$K_{\text{жс}''}$	»	59,13	53,04	49,11
K_u	»	40,92	31,68	28,23
ω_d	м/сек	40,46	39,47	40,39
$\omega_{\text{жс}}$	»	31,40/32,36	29,93/30,74	28,77
$\omega_{\text{жс}''}$	»	989	991	1009
T_A	°Ц	431	400	388
T_d	»	284/340	345/395	401
$T_3^{\text{жс}}$	»	332	371	397
T_3	»	81,7+51,8	89,2+62,1	164
$\Delta\lambda$	кал/кг	769,5	787,3	800
λ_a	»	379	416	440
t_u	°Ц	64,9	63,0	61,9
r_k	%	8,00	6,95	6,50
B_m	кг	1589	1712	1768
N_k	л.с.	1,794	1,644	1,593
N_k	кг	6,58	7,18	7,40
\bar{N}_k	%			

В табл. 48 приведены результаты сравнительного анализа работы узкотрубного пароперегревателя Элеско (в жаровых трубах диаметром 82,5/89 и 94,5/102 мм) и широкотрубного, типа Л-40 (в жаровых трубах диаметром 143/152 мм), для паровоза серии ФД, имеющего следующую характеристику котла:

$$R = 7,04 \text{ м}^2; \quad H_k = 295 \text{ м}^2; \quad H_u = 134,7 \text{ м}^2;$$

130 жаровых труб диаметром 82,5/89 мм с перегревательными трубками диаметром 24/30 мм и 44 дымогарных трубы диаметром 51/57 мм; длина труб $L = 5,97 \text{ м}$; $L_{\text{жс}} = 0,35 \text{ м}$. Давление пара

$$p_k = 15 \text{ ата}; \quad H_m = 31,2 \text{ м}^2.$$

Топливо — уголь марки Д следующего состава:

$$56,9\text{С} + 4,24\text{Н} + 8,79\text{О} + 1,43\text{N} + 3,69\text{S} + 10,63\text{W} + 14,93\text{A}.$$

Рабочая теплопроизводительность $K = 5352 \text{ кал/кг}$.

Напряжение колосниковой решетки $Y = 400$.

Из паспортных данных испытания паровоза на угле марки Д берем:

$$\begin{aligned} \mu &= 0,79; & a &= 1,4; & \text{CO}_2 &= 11,53; & \text{O}_2 &= 6,84. \\ \text{CO} &= 1,5; & x_x &= 0,925; & p_k &= 16 \text{ ата}; \end{aligned}$$

Температура газов при входе в трубы:

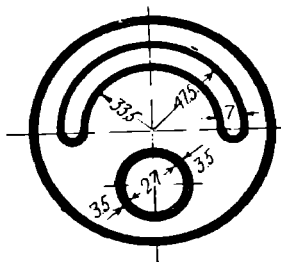
$$T_2 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{\frac{0,79 \cdot 400 \cdot 7,04 \cdot 5352}{31,2} + 4400}{\frac{0,79 \cdot 400 \cdot 7,04 \cdot 5352}{31,2} + 223\,000}} = 1034^\circ.$$

Глава IX

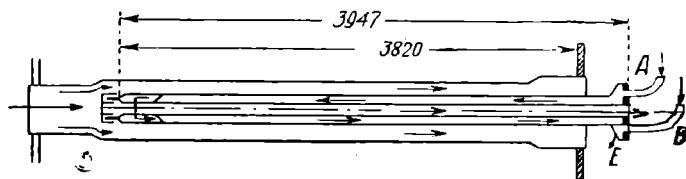
Пароперегреватели Ноткина, Лысова, Куликовского, Фармаковского и Альбрехта

Кроме рассмотренных в предыдущих главах систем жаротрубных перегревателей в разное время и разными изобретателями был предложен целый ряд других систем, краткое описание которых здесь и приводим.

Элемент системы Лысова (черт. 134) образован двумя трубками: по первой (полукольцевого сечения) пар идет к заднему концу элемента, где переходит в обратную трубку круглого сечения, по которой и возвращается в коллектор. Все соединения трубок сварные.



Черт. 134.

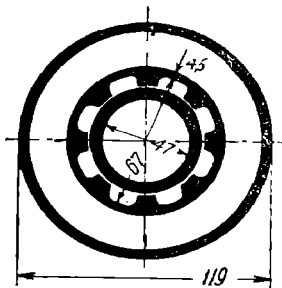


Черт. 135.

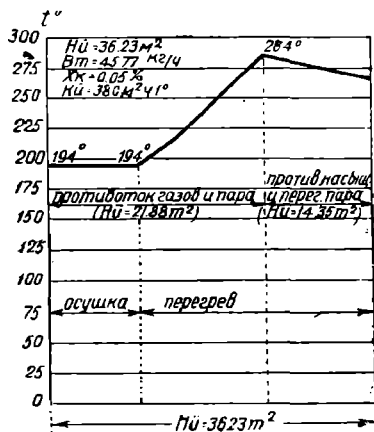
жаротрубного пароперегревателя был предложен Ноткиным (черт. 135 и 136). Влажный пар поступает из коллектора по трубке А в распределительную камеру Е, а оттуда — в четыре верхних трапециевидных канала, по которым движется по направлению к заднему концу элемента; в этом месте перегородки между каналами не доходят до конца элемента, благодаря чему пар переходит в четыре нижних канала, по которым и возвращается к переднему концу элемента и по трубке В в коллектор.

Условия обогрева газами перегревательной поверхности элемента Ноткина существенно разнятся от обогрева предыдущих систем. В пароперегревателях

Шмидта, Чусова и Элеско газы, протекающие по жаровым трубам, омывают одновременно и перегревательную и испаряющую поверхности, работая, так сказать, „на два фронта“. В перегревателе Ноткина газы в самом начале жаровой трубы должны разделиться на две совершенно самостоятельные порции, из которых внешняя, протекающая по кольцевому промежутку между ребристой трубкой элемента и стенкой жаровой трубы, отдает тепло попрежнему на два фронта; другая же порция газов, изолированная во внутренней полости элемента, соприкасается лишь с перегревательной поверхностью. Благодаря чему заключающееся в ней тепло отдается исключительно пару. Такая конструкция элемента, монополизирующая большую часть тепла на нужды перегрева пара, является по идее вполне правильной.



Черт. 136.

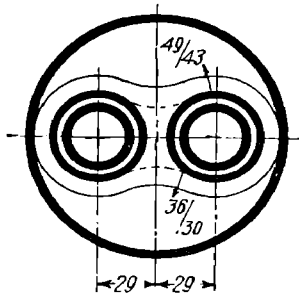


Черт. 137.

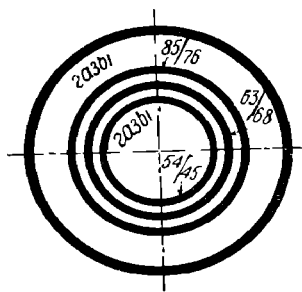
Элемент Ноткина в первоначальном своем варианте имел глухой колпачок у заднего конца, так что газы омывали элемент только снаружи.

Пар направлялся к заднему концу элемента по всем восьми отделениям кольцевой щели (черт. 136), а обратно возвращался по внутреннему каналу круглого сечения.

При такой конструкции, как не трудно видеть, пар в течение обратного хода никакого перегрева не получает, а, наоборот, теряет некоторую часть перегрева, приобретенного к концу первого хода, так как соприкасается через среднюю стенку с паром более низкой температуры. Диаграмма перегрева приведена для этого пароперегревателя на черт. 137. Из нее видно, что



Черт. 138.



Черт. 139.

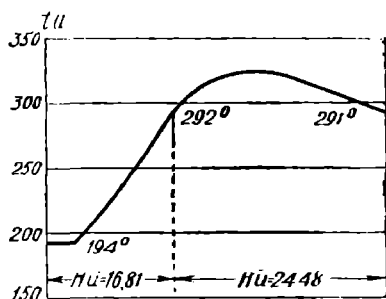
в течение первого „рабочего“ хода пар нагревается до 284°, при обратном же „мертвом“ ходе температура его падает до 267°.

Выполненный по этой схеме пароперегреватель при первых же опытах дал чрезвычайно низкий перегрев, после чего конструкция элемента была изменена.

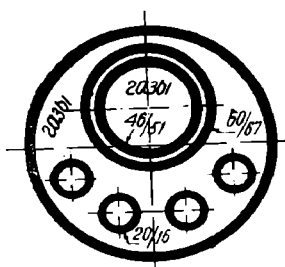
На черт. 138 представлено сечение жаровой трубы с элементами Куликовского. Газы омывают элемент как снаружи, так и изнутри. Пар из передней распределительной камеры попадает в первую кольцевую щель, протекает

по ней к заднему концу элемента и, пройдя здесь через вторую соединительную камеру, перебрасывается в левый кольцевой канал, по которому и возвращается обратно в коллектор. Конструкция элемента получается довольно сложной благодаря громоздкости и большому числу промежуточных камер; подвод пара приходится производить одной трубкой сразу в два смежных элемента, точно так же, как и отвод перегретого пара в коллектор. Вследствие этого, а также вследствие недостаточных размеров паровых площадей в самом элементе мятие пара доходит в пароперегревателе Куликовского до недопустимых размеров.

Два варианта пароперегревательных элементов были предложены Фармаковским. В первом варианте (черт. 139) пар протекает к заднему концу элемента по внутреннему кольцевому каналу, а обратно — по наружному. На протяжении первого хода кольцевой поток пара омывается газами только со стороны внутреннего периметра, при втором ходе — только с наружной стороны; средняя же трубка разделяет два паровых пространства, и стенка ее не является активной перегревательной поверхностью.



Черт. 140.



Черт. 141.

Построенная для рассматриваемого пароперегревателя на черт. 140 диаграмма перегрева показывает, что в начале обратного хода температура пара еще возрастает благодаря большему получению тепла от газов высокой температуры по сравнению с теплоотдачей пару через среднюю стенку. Примерно на половине обратного хода температура пара достигает своей максимальной величины и затем начинает падать. Происходит это потому, что теплополучение от газов, которые имеют в этой части жаровой трубы уже не столь высокую температуру, относительно невелико; разница же температур пара весьма значительна, так что теплоотдача пара превалирует над получением тепла. В результате конечная температура перегрева получается ниже, чем в аппарате Шмидта.

Пример двух рассмотренных нами систем (Ноткина по первому варианту и Фармаковского), дающих наиболее низкий перегрев, показывает на полную недопустимость осуществления в элементе „нейтральной“ стенки, разделяющей два паровых пространства.

Второй вариант Фармаковского представлен на черт. 141. Пар идет в одном направлении по кольцевой площади, прогреваемой газами как снаружи, так и изнутри; в обратном направлении пар движется по четырем цилиндрическим трубкам. Все соединения трубок выполнены при помощи ацетиленовой сварки. Отрицательные стороны конструкции — ее сложность и возможность сгорания и провисания слишком тонких обратных трубок.

В перегревателе Альбрехта четыре обратные трубки заменены одной, диаметром 27/34 мм; элемент получается несколько менее совершенным с технической точки зрения, но зато более надежным.

Факторы термической работы всех описанных систем пароперегревателей приведены в табл. 49.

Все цифры этой таблицы относятся к паровозу типа 2-3-0 серии Б в условиях режима работы, имевшего место во время опытной поездки, данные которой были нами разобраны выше.

Система перегревателя	$\Omega_{ж}''$	H_{ii}	β	B_m	t_{ii}	$\Delta\lambda$	T_3^d	$T_3^{жс}$	$(T_3)_m$	$q_3\%$	Увеличение эконом. по сравн. с сист. Шмидта
Шмидт	0,1790	39,15	0,410	4588	307	86,7	384	344	368	18,66	0
Чусов с круглыми трубами	0,1939	43,90	0,423	4546	325	95,6	380	339	363	18,40	+ 4,9%
" с эллипт.	0,2054	43,90	0,443	4524	332	99,6	375	352	365	18,50	+ 7,5%
Льсов	0,1959	37,71	0,436	4545	321	93,6	377	356	367	18,59	+ 3,6%
Ноткин (I вар.)	0,1583	21,88	0,391	4671	269	66,6	390	379	386	19,61	-11,2%
" (II вар.)	0,199	35,86	0,426	4643	310	88,8	374	371	373	18,33	+ 2,1%
Куликовский	0,2109	50,25	0,449	4537	330	96,7	373	358	367	18,59	+ 6,7%
Альбрехт	0,1961	42,32	0,439	4640	324	95,6	379	349	367	18,58	+ 5,1%
Фармаковский (I вар.)	0,174	42,60	0,394	4600	291	78,8	389	330	371	18,80	- 5,0%
" (II вар.)	0,1920	55,55	0,406	4528	328	98,1	386	332	364	18,47	+ 6,0%

Данные приведенной таблицы показывают, что если отбросить явно дефектные системы Ноткина (по первому варианту) и Фармаковского, то все остальные системы весьма близки друг к другу по своему тепловому эффекту.

Объясняется это тем, что пароперегревательный элемент должен одновременно удовлетворять двум требованиям: 1) иметь возможно большую поверхность нагрева и 2) как можно меньше стеснять площадь сечения жаровой трубы, в которой он помещен. Так как эти два требования взаимно друг друга исключают, то многочисленные, весьма разнообразные по своему внешнему виду типы предложенных элементов дают почти одинаковые результаты.

Глава X

Пароперегреватель Ноткина с лучеиспускающей стенкой. Пароперегреватель Покрживницкого. Пароперегреватель Пирина

Для получения пароперегревательного аппарата, значительно более мощного и компактного по сравнению с описанными выше системами, можно использовать принцип теплопередачи лучеиспусканием, вводя например во внутреннюю полость элемента Ноткина (второй вариант) лучеиспускающую стенку в виде железной полосы (черт. 142).

Такая полоса, находясь в токе газов сгорания, быстро накаливается почти до температуры этих последних и, будучи окружена со всех сторон более холодными перегревательными поверхностями, должна отдавать часть тепла лучеиспусканием перегретому пару. Железные полосы вставляются в элементы со стороны дымовой коробки и не доходят до заднего конца элемента на 700—800 мм во избежание обгорания концов.

Количество лучистой теплоты, передаваемой пару, может быть подсчитано по формуле:

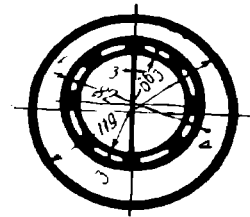
$$Q_{\lambda} = \sigma \cdot H_{\lambda} \cdot \left[\left(\frac{T_{жс} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{ii} + t_c}{2} + 273 \right)^4 \right],$$

где: σ — коэффициент лучеиспускания;

H_{λ} — поверхность лучеиспускающих стенок;

$T_{жс}$ — средняя температура газов во внутренней полости элемента в области расположения лучеиспускающих стенок.

Факторы тепловой работы такого пароперегревателя даны в табл. 50, причем эффект увеличения мощности получается, как видим, значительно больше, чем во всех ранее рассмотренных системах.



Черт. 142.

$Q_{ж}''$	H_u	β	B_m	t_u	Δl	T_3^d	$T_3^{жс}$	$(T_3)_m$	$q_3\%$	Увеличение экономичности по сравнению с системой Шмидта
0,1946	46,48	0,409	4,537	344	105,9	384	301	350	17,7	+ 12,3%

При всех своих термических достоинствах такой элемент имеет один недостаток — склонность к засариванию внутренней полости сажей и несгоревшими частицами топлива. Поэтому элементы с лучеиспускающей стенкой можно рекомендовать главным образом для паровозов, отапливаемых нефтяными остатками, и обращать особенное внимание на регулярную продувку труб, что, впрочем, относится ко всем пароперегревателям.

Одной из причин относительно слабого теплового эффекта жаротрубных пароперегревателей является невозможность при данном числе и размерах жаровых труб изменять в широких пределах отношение $\frac{H_{жс}''}{H_u}$. В наших примерах оно колебалось в пределах от 0,75 до 1,15, т. е. на 1 м^2 перегревательной поверхности приходилось в разных системах от 0,75 до $1,15 \text{ м}^2$ испаряющей поверхности нагрева жаровых труб.

Попытка же дальнейшего увеличения перегревательной поверхности элемента неизбежно приводит к чрезмерному сужению газовой площади и к увеличению омываемого газами периметра, что вызывает, как мы знаем, уменьшение порции β , а следовательно и степени перегрева.

Это затруднение было устранено путем коренного изменения всей конструкции пароперегревательного аппарата, а именно размещением его всего в двух

жаровых трубах большего диаметра. При такой конструкции перегревательная поверхность в $35\text{--}40 \text{ м}^2$ может быть свободно укомплектована в жаровых трубах, имеющих испаряющую поверхность в $12\text{--}14 \text{ м}^2$, так что на 1 м^2 перегревательной поверхности приходится здесь в среднем не более $0,35\text{--}0,40 \text{ м}^2$ испаряющей поверхности, и тепло газов, протекающих по жаровым трубам, утилизируется почти исключительно на осушку и перегрев пара.

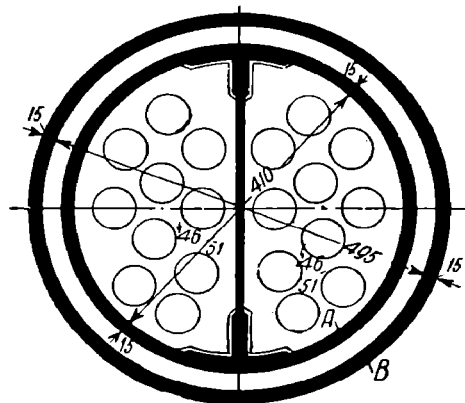
Идея такого пароперегревателя принадлежит инж. Покрживницкому; конструкция схематически представлена на черт. 143.

Пароперегреватель состоит из двух цилиндрических барабанов А (черт. 143 и 144), вставленных свободно со стороны дымовой коробки в две жаровые трубы В. Барабаны пронизываются каждый двадцатью дымогарными трубами, вставленными в днища на резьбе или приваренными к днищам. Внутри барабанов циркулирует пар, а горячие газы идут через дымогарные трубы и вокруг самих барабанов. Каждый из барабанов разделен глухой вертикальной перегородкой на две части. В конце барабана, обращенном к топке, перегородка имеет отверстие для сообщения обеих половин. С этой стороны днище барабана защищено от действия топочных газов при помощи весьма остроумного приспособления («паровая защита»), основанного на создании в этом месте усиленной циркуляции пара в особом дополнительном коротком барабане (на чертеже не показанном), обложенном шамотными кирпичами.

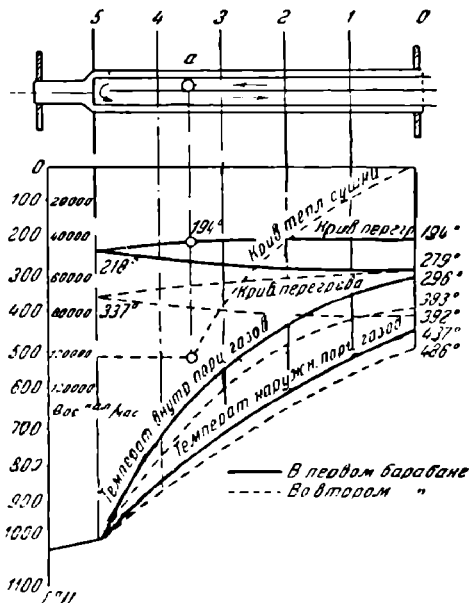
Насыщенный пар попадает сначала в левую половину левого барабана по трубе С (черт. 143); пройдя вдоль всего барабана до конца, пар перебрасы-

вается через отверстие в перегородке (а частью и через защитный барабан) в первую половину левого барабана и возвращается к дымовой коробке; там по трубе D перебрасывается в левую половину правого барабана, идет до конца, обогревает защитный барабан и возвращается через правую часть барабана уже окончательно в дымовую коробку.

При теплотехническом исследовании пароперегревателя необходимо рассматривать процесс теплопередачи отдельно для каждого барабана ввиду того, что



Черт. 144.



Черт. 145.

температура пара (средняя) в первом барабане значительно ниже, чем во втором.

Температура T_A (у начала пароперегревательных барабанов) будет здесь тоже иная, чем в рассмотренных ранее системах, ввиду меньшей (всего $1,17 \text{ м}^2$) величины поверхности нагрева жаровых труб до начала перегревателя, а потому эта температура подлежит определению ранее указанным методом.

После сделанных замечаний исследование тепловой работы перегревателя Покрживницкого не представляет никаких затруднений. Полученные результаты сведены в табл. 51, а также представлены графически в виде рабочей диаграммы на черт. 145.

Таблица 51

$\phi_{ж}''$	H_d	β	V_m	$t_{ц}$	Δl	T_3^d	$T_3^{жс}$	$(T_3)_m$	$q_3\%$	Увеличение экономичности по сравнению с системой Шмидта
0,1605	37,04	0,421	4278	393	128,7	380	406	390	19,8	+ 20,3%

Таким образом, при том же числе дымогарных труб, что и у паровоза с многотрубным перегревателем, достигается при перегревателе Покрживницкого поразительно высокий тепловой эффект. Некоторое уменьшение испаряющей поверхности нагрева (у паровоза с многотрубным перегревателем $H_k = 15,4 + 96,4 + 40,8 = 152,6 \text{ м}^2$, при пароперегревателе Покрживницкого $H_k = 15,4 + 96,4 + 14,0 = 125,8 \text{ м}^2$) вызывает повышение температуры отходящих газов, а следовательно и соответствующей тепловой потери до 19,8% (вместо 18,6% для паровоза с элементами Шмидта), но это ничтожное понижение коэффициента полезного действия котла на 1,2% с избытком окупается весьма значительным повышением коэффициента полезного действия машины (~ на 20%).

Пароперегреватель камерного типа системы инж. Пирина представляет значительный интерес. Схема этого любопытного пароперегревателя представлена на черт. 112.

Основным преимуществом пароперегревателя является отсутствие водяной экранирующей поверхности: в его „камерах“ тепло почти целиком передается пару. При этом необходимо реализовать большие скорости протекания газов по камерам, чтобы по возможности повысить коэффициент теплопередачи перегревательных элементов и увеличить таким путем отъем тепла от газов сгорания; иначе, при односторонней отдаче тепла только на перегрев, температура уходящих из камер газов получится недопустимо высокой. Создавая высокие скорости протекания газов путем сужения площади для прохода газов в камерах, мы уменьшаем долю газов, поступающих в камеры, и для получения высокого перегрева приходится сильно увеличивать H_u , т. е. размеры камер и число элементов, что делает конструкцию пароперегревателя сложной и громоздкой.

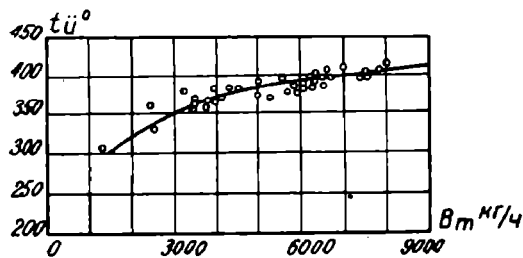
В конечном итоге необходимо сказать, что только серьезные и обстоятельные опыты могут дать исчерпывающий материал по оценке качества этого пароперегревателя.

Априорно можно считать, что термическая характеристика пароперегревателя Пирина и существующих систем (Шмидта, Чусова и др.) одинакова.

Глава XI

Расчет поверхности нагрева пароперегревателя

Заданный тепловой эффект пароперегревателя в смысле достижения той или иной степени перегрева пара может быть достигнут при пароперегревателе любой системы,—все дело в числе пароперегревательных элементов или (в более общем случае) в величине пароперегревательной поверхности.



Черт. 146.

В доказательство правильности высказанного взгляда приводим на черт. 146, 147 и 148 опытные данные о температуре перегретого пара в коллекторе у трех паровозов нефтяного отопления, снабженных пароперегревателем системы Шмидта.

У первого паровоза (серии Н^П), показавшего при опытах температуру перегретого пара до 410°, перегревательная поверхность составляла около 30% от испаряющей ($\frac{H_u}{H_k} = 0,30$); паровоз серии Б, давший перегрев до 340°, имел $\frac{H_u}{H_k} = 0,24$; наконец, паровоз серии Щ^П имел перегревательную поверхность всего 19,3%, т. е. $\frac{H_u}{H_k} = 0,193$, и дал перегрев лишь в 290°.

Кроме того все три приведенных планшета показывают, что перегрев пара не является для данного паровоза величиной постоянной, а непрерывно повышается с увеличением форсировки котла. Этому и следовало ожидать, так как с увеличением часового расхода пара возрастают скорости протекания газов, а следовательно и величины коэффициентов теплопередачи; кроме того повышаются и температуры омывающих перегревательные элементы газов.

Наконец, третьим фактором, влияющим на величину перегрева, является та начальная влажность, с которой пар поступает в элемент пароперегревателя.

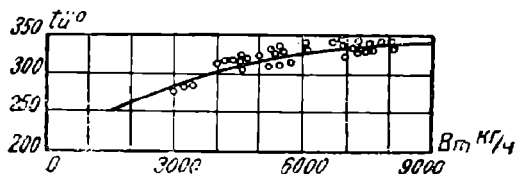
Исследуя в предыдущих главах работу жаротрубных пароперегревателей, мы видели, что при начальной влажности пара в 5% около четверти всей поверхности перегревательных трубок работает собственно как осушитель пара, продолжая и заканчивая работу котла. Между тем при условии поступления в пароперегреватель сухого насыщенного пара все тепло, сообщаемое пару в перегревателе, пошло бы на повышение его температуры, и конечный перегрев получился бы гораздо выше.

Сравнивая формулы теплосодержания насыщенного и перегретого пара¹

$$\lambda_k = q_k + rx,$$

$$\lambda_{\bar{u}} = 594,7 + 0,477 \cdot t_{\bar{u}} - I_p,$$

можно считать, что в пределах колебания давления пара от 12 до 16 *атм* величина скрытой теплоты парообразования *r* может быть принята равной



Черт. 147.



Черт. 148.

475 *кал*, и следовательно испарение каждого процента влаги сопряжено с затратой тепла:

$$\frac{475}{100} = 4,75 \text{ кал.}$$

Что касается перегретого пара, то, пренебрегая влиянием члена *I_p*, вообще весьма незначительным, можно считать, что для повышения температуры перегретого пара на 1° затрачивается 0,477 *кал*.

Таким образом, с точки зрения затраты тепла 1% влаги, содержащейся в паре, эквивалентен 10° температуры. Отсюда ясно, какое громадное влияние оказывает влажность пара на конечную температуру перегрева и насколько важно при проектировании и эксплуатации паровоза принимать все возможные меры к ее уменьшению.

Из этих мер в распоряжении конструктора находятся следующие:

1. Увеличение объема парового пространства котла.
2. Устройство забора пара из котла в пункте с наиболее спокойным парообразованием, т. е. как можно дальше от огневой коробки. Правда, по этому вопросу существует и другая точка зрения: считая, что колебания уровня воды в котле вследствие качки во время хода паровоза происходят около средней точки по длине зеркала воды, в Америке признают наиболее рентабельной установку сухопарного колпака на середине длины котла, где вероятность захлебывания его водой будет минимальная. Правоту того или иного мнения можно конечно установить только опытом.

3. Возможно большее удаление устья регуляторной трубы от зеркала воды, чем отчасти и оправдывается устройство сухопарника.

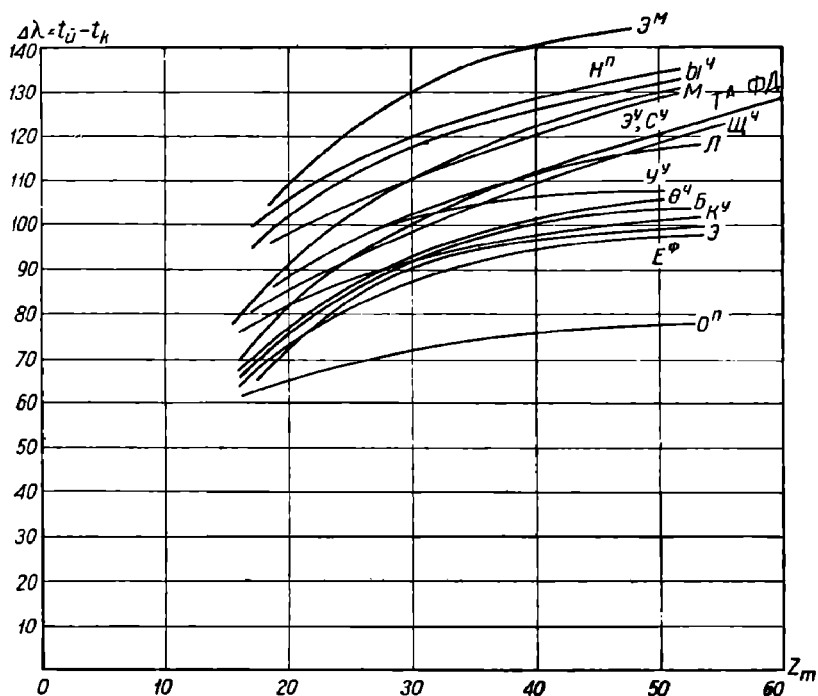
4. Постановка специальных паросушителей в сухопарном колпаке¹.

Паровозная бригада для получения возможно более сухого пара должна держать по возможности низкий уровень воды в котле (не больше половины водомерного стекла), а также широко применять продувку котла на ходу.

Учитывая все сказанное о влиянии влажности, мы приходим к выводу, что одна температура перегретого пара еще не дает исчерпывающего представления о тепловой работе пароперегревательного аппарата, почему этот фактор

¹ Надо заметить, что ни одна из существующих систем паросушителей не удовлетворяет должным образом своему назначению.

t_a надлежит заменить более общим, представляющим собой разность тепло- содержания пара в котле и в коллекторе перегревателя.



Черт. 149.

На черт. 149 приведены зависимости:

$$\Delta\lambda = \lambda_a - \lambda_k = f(Z_m),$$

полученные при опытах с целым рядом различных паровозов. Размеры (в m^2) поверхностей нагрева для них приведены в табл. 52—56, так же как и величины t_a и $\Delta\lambda$ при разных форсировках.

Таблица 52

Серия паровоза	ОП	ӨЧ	Э	ЕФ	М	КУ	УУ	Б	ЩЧ	ЫЧ	Л
H_k	128,2	177,9	194,4	240,0	259,6	180,8	151,9	164,4	176,8	147,3	269,6
H_a	24,7	41,6	48,0	62,3	84,1	41,6	35,9	39,2	44,6	39,9	79,0
$\frac{H_a}{H_k}$	0,193	0,234	0,247	0,260	0,324	0,230	0,236	0,239	0,235	0,272	0,277

Таблица 53

Серия паровоза	НП	ЭУ	СУ	ЭМ	ФД	ТА	ФБ
H_k	126,9	195,2	196,6	195,2	295,1	380,0	340,0
H_a	35,9	60,2	66,1	60,2	134,0	175,7	165,7
$\frac{H_a}{H_k}$	0,283	0,309	0,326	0,309	0,454	0,462	0,487

Таблица 54

Z_m \ Серия паровоза	ОЦ	ӨЧ	Э	Е*	М	ФД	Т ^А
20	266°; 65,0	287°; 76,7	294°; 81,7	281°; 72,6	315°; 90,0	290°; 83,0	295°; 88,4
30	280°; 72,5	317°; 92,6	316°; 91,8	308°; 87,1	354°; 110,3	322°; 101,2	320°; 101,9
40	287°; 76,0	333°; 110,9	325°; 96,2	321°; 94,2	378°; 122,5	345°; 113,1	340°; 112,6
50	290°; 77,5	343°; 105,9	331°; 99,6	—	393°; 130,2	360°; 121,2	360°; 123,3
60	—	—	—	—	—	370°; 126,2	370°; 128,3
Система пароперегрев.	Шмидта	Шмидта	Шмидта	Шмидта	Чусова	Элеско	Элеско
Топливо	уголь	уголь	уголь	уголь	уголь	уголь	уголь

Таблица 55

Z_m \ Серия паровоза	КУ	УУ	Б	ЩЧ	ЫЧ
20	284°; 73,7	312°; 88,8	288°; 75,7	306°; 85,8	335°; 101,3
30	317°; 90,6	337°; 101,3	317°; 91,1	330°; 97,8	367°; 118,3
40	330°; 97,8	347°; 106,3	335°; 100,3	333°; 109,3	382°; 125,8
50	338°; 101,8	350°; 107,8	342°; 103,8	371°; 118,6	394°; 131,8
Система пароперегревателя	Шмидта	Шмидта	Шмидта	Шмидта	Шмидта
Топливо	нефть	нефть	нефть	нефть	нефть

Таблица 56

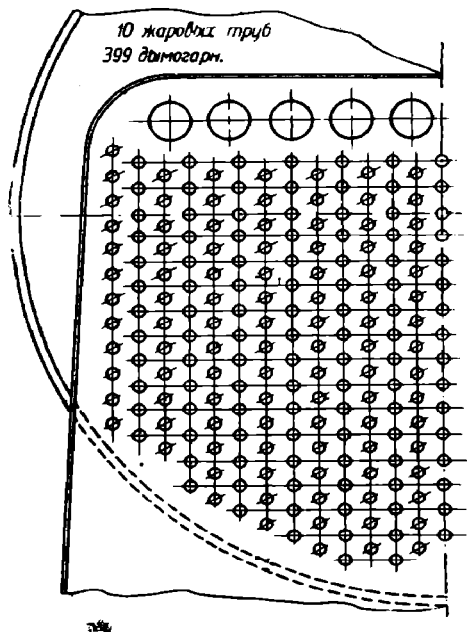
Z_m \ Серия паровоза	Л	НЦ	ЭУ	ЭМ	СУ
20	300°; 87,9	345°; 106,3	328°; 97,8	350°; 108,8	325°; 95,3
30	324°; 101,5	372°; 120,5	352°; 110,7	391°; 130,2	354°; 110,3
40	344°; 111,7	390°; 129,8	372°; 120,8	411°; 140,3	375°; 120,6
50	357°; 118,3	402°; 135,9	389°; 129,3	420°; 144,8	390°; 128,5
Система пароперегревателя	Шмидта	Шмидта	Чусова	Чусова	Чусова
Топливо	нефть	нефть	нефть	нефть	нефть

В табл. 54, 55 и 56 двойные цифры в графах выражают: температуру перегретого пара в коллекторе и величину $\Delta\lambda$. При этом влажность котлового пара у паровоза Т^А принята 8%, у ФД — 7%, а у остальных паровозов — 5%. Паровозы М, Т^А, ЭУ, СУ работали с подогревом питательной воды до 80—100°.

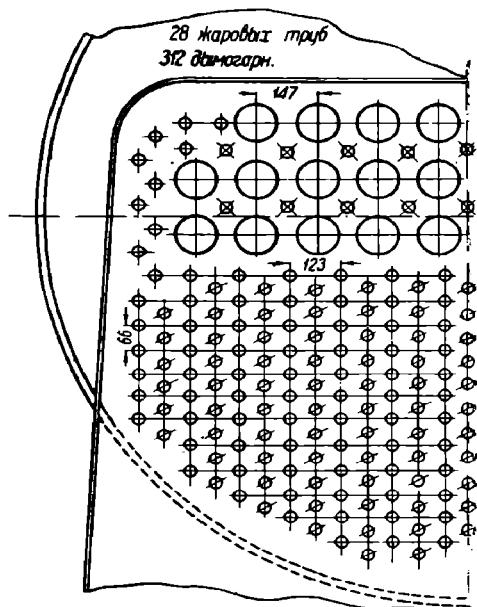
График черт. 149 и цифры приведенных таблиц показывают, что на перегрев пара $\Delta\lambda$ влияют следующие факторы: величина отношения $\frac{H_a}{H_k}$, полезная форсировка котла Z_m , температура питательной воды. Но кроме этих основных факторов имеется еще целый ряд других: диаметры труб жаровых, дымогарных и перегревателей, к. п. д. котла и т. д. Поэтому дать общую расчетную формулу для определения необходимой и достаточной величины H_a , чтобы достичь заданный перегрев t_a (или $\Delta\lambda$), — чрезвычайно трудно.

Тем не менее установить характер основной зависимости

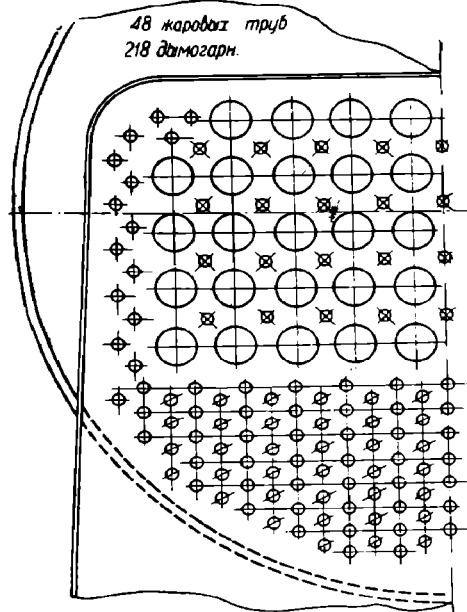
$$\Delta\lambda = f\left(Z_m, \frac{H_u}{H_k}\right)$$



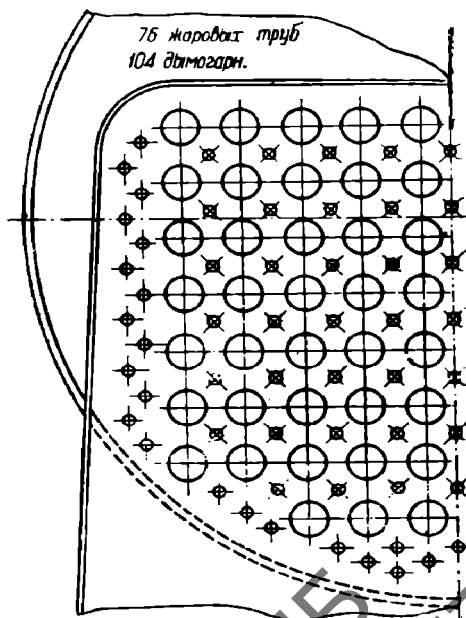
Черт. 150.



Черт. 151.



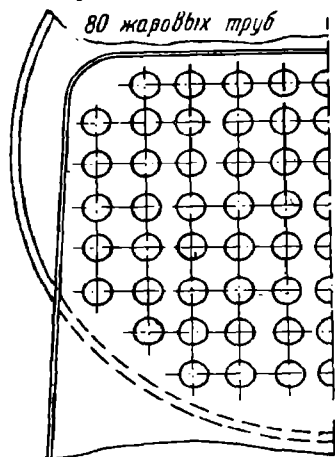
Черт. 152.



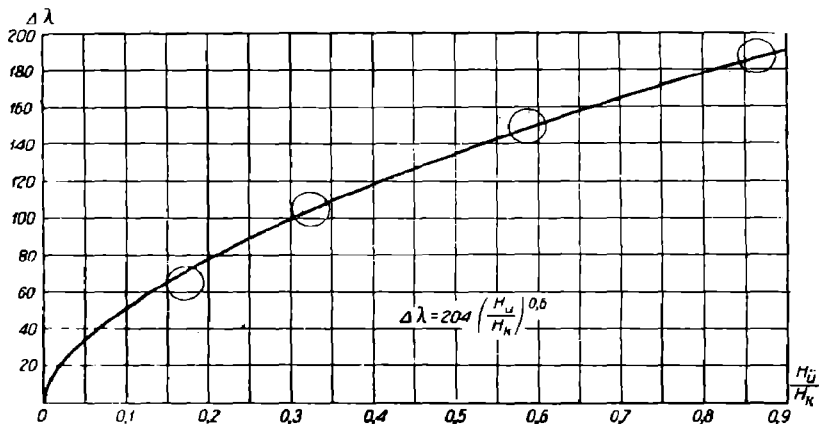
Черт. 153.

необходимо, и это мы постараемся сделать, пользуясь для поставленной цели тем же методом исследования, который мы неоднократно применяли в предыдущих главах, и выбирая в качестве конкретного примера паровоз 1-5-0, основные размеры которого даны в главе IV.

На черт. 150, 151, 152, 153 и 154 даны пять вариантов разбивки труб для котла рассматриваемого паровоза. Проводя полное исследование работы каждого



Черт. 154.



Черт. 155.

из вариантов, подобно тому как это сделано для варианта III в главе IV, получаем результаты, сведенные в табл. 57.

Таблица 57
Данные сравнительного исследования работы паровоза при разной величине отношения $\frac{H_u}{H_k}$

Вариант	I	II	III	IV	V
Число жаровых труб . . .	10	28	48	104	82
Число дымогарных труб . .	399	312	218	104	0
Система пароперегревателя.		III	м и д		
B_h .	1990	1990	1990	1990	1990
B_h'	1573	1573	1573	1573	1573
$H_{\partial}^{вод}$	329,1	257,3	179,7	85,8	0
$H_{\partial}^{газ}$	296,8	232,1	162,2	77,4	0
$H_{эс}^{вод}$	21,5	60,2	103,2	163,5	176,3
$H_{эс}^{газ}$	20,2	56,6	97,0	153,6	165,8
H_k .	373,4	340,3	305,8	272,0	199,1
H_u	21,0	58,9	100,9	159,8	172,3
$\frac{H_u}{H_k}$	0,056	0,173	0,330	0,588	0,865
β	0,105	0,295	0,506	0,773	1
T_2	1080°	1080°	1080°	1080°	1080°
T_A .	1009°	1007°	1011°	1010°	1017°
T_3^{∂}	379°	380°	380°	376°	—
$T_3^{\text{эс}}$	276°	294°	319°	344°	382,5°
T_3	367°	355°	349°	351°	382,5°
K_{∂} .	29,22	29,38	28,92	28,74	—
w_{∂}	24,87	25,08	25,18	24,12	—
$K_{эс}'$	28,98	28,89	28,92	28,29	31,55
$w_{эс}'$	32,67	32,53	32,58	31,37	37,80
$K_{эс}''$	27,08	28,32	28,57	28,21	31,55
$w_{эс}''$	21,71	22,00	22,35	21,85	26,73
K_{∂}	46,22	46,44	45,88	45,57	50,24
ρ'	0,664	0,618	0,568	0,512	0,480
Q_u .	314 000	799 000	1 226 000	1 628 000	1 888 000
B_m .	13 120	12 380	11 700	10 895	10 086
$\Delta\lambda$	23,9	64,6	104,8	149,5	187,2
λ_u	669,9	710,6	751,8	795,5	833,2
t_u	197°	267°	344°	430°	507°
$\eta_{\text{ис}}$.	56,9%	57,4%	57,9%	57,6%	59,1%
$\frac{B_m}{N_k}$	13,80	11,35	8,84	6,40	—
$\frac{B_h}{N_k}$	2,092	1,826	1,503	1,170	—
η	4,31%	4,95%	6,01%	7,72	—

На черт. 155 нанесена по результатам проведенного обследования зависимость:

$$\Delta \lambda = f\left(\frac{H_a}{H_k}\right),$$

причем кривая, достаточно близко выражающая для нашего частного случая зависимость, имеет уравнение:

$$\Delta \lambda = 204 \left(\frac{H_a}{H_k}\right)^{0,6}$$

или

$$\Delta \lambda = 0,127 (\lambda_k - \vartheta) Z_m^{0,3} \left(\frac{H_a}{H_k}\right)^{0,6}$$

Для любой системы пароперегревателя и условий его работы будем иметь:

$$\Delta \lambda = \xi (\lambda_k - \vartheta) Z_m^{0,3} \left(\frac{H_a}{H_k}\right)^{0,6} \quad (256)$$

или

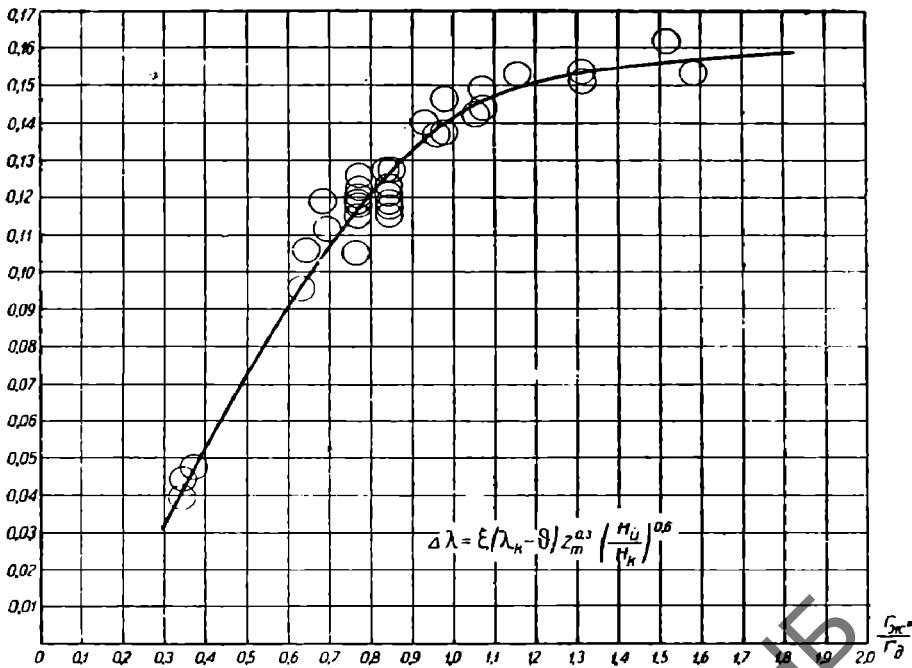
$$H_a = \psi \left(\frac{\Delta \lambda}{\lambda_k - \vartheta}\right)^{1,67} \frac{H_k}{\sqrt{Z_m}} \quad (257)$$

Здесь коэффициенты ξ и ψ будут иметь различные числовые значения, в зависимости от размера труб жаровых, дымогарных и перегревательных:

$$\psi = \frac{1}{\xi^{1,67}};$$

из формулы (256) имеем:

$$\xi = \frac{\Delta \lambda}{(\lambda_k - \vartheta) Z_m^{0,3} \left(\frac{H_a}{H_k}\right)^{0,6}} \quad (258)$$



Черт. 156.

Подсчитанные таким образом значения ξ для разных систем пароперегревателей и размеров труб жаровых, дымогарных и перегревательных нанесены на черт. 156, по которому и можно брать величину этого коэффициента при

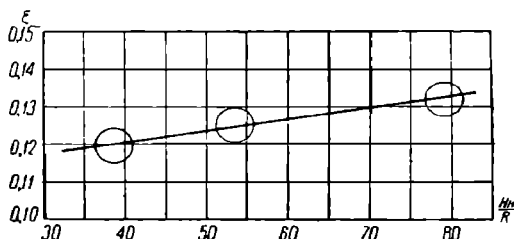
определении размеров пароперегревательной поверхности для вновь строящихся паровозов.

Черт. 156 показывает, что основным фактором, влияющий на коэффициент ξ , являющийся показателем термической мощности пароперегревателя, — отношение гидравлических радиусов жаровых и дымогарных труб.

Таким образом, система пароперегревателя сама по себе не влияет заметно на его термическую эффективность: дело не в системе, а в надлежащем подборе размеров труб дымогарных,



Черт. 157.



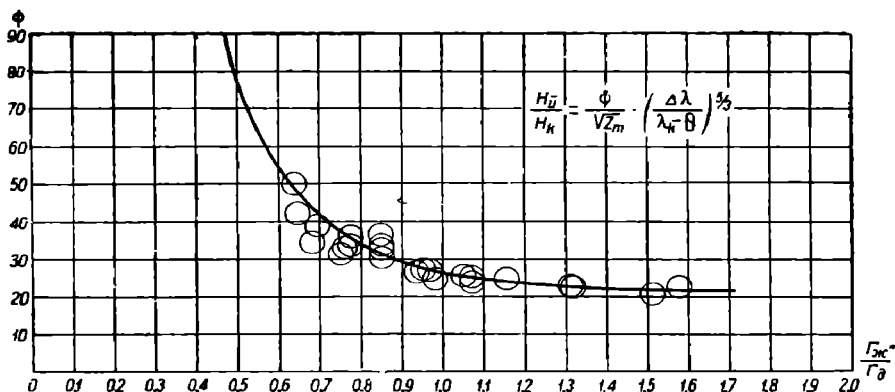
Черт. 158.

жаровых и перегревательных, обеспечивающем достаточно большую величину отношения $\frac{r_{жк}}{r_0}$

Кроме этого основного фактора на величину ξ оказывают некоторое влияние длина труб L и величина отношения $\frac{H_{\kappa}}{R}$. Данные черт. 156 относятся к величинам $L = 5,15$ м и $\frac{H_{\kappa}}{R} = 53,7$. При других значениях этих величин закон изменения

$$\xi = f(L) \text{ и } \xi = \varphi \frac{H_{\kappa}}{R}$$

и представлен на черт. 157 и 158, причем черт. 157 построен по данным табл. 43. Данные о величине коэффициента ψ приведены на черт. 159.



Черт. 159.

Пример пользования формулой (258) и расчетными графиками черт. 156, 157 и 158 при проектировании нового паровоза.

Объект проектирования: паровозный котел на 15 000 кг полезной паропроизводительности; температура перегретого пара $t_a = 400^\circ$; рабочее давление пара $p_{\kappa} = 17$ ата; влажность котлового пара — 7%; температура питательной воды $\vartheta = 80^\circ$. Из весовых и теплотехнических соображений выбраны величины полной поверхности нагрева котла и площади колосниковой решетки:

$$H = 500 \text{ м}^2; R = 8 \text{ м}^2.$$

Намечено:

$$L = 6,5 \text{ м}; d_0 = 51/57 \text{ мм}; d_{жк} = 143/152 \text{ мм};$$

пароперегреватель — системы Чусова с диаметром трубок $d_u = 23/29$ мм.

Подсчитываем:

$$\lambda_k = 207 + 464,8 (1 - 0,07) = 639 \text{ кал/кг};$$

$$\lambda_u = 780 \text{ кал/кг};$$

$$\Delta\lambda = 780 - 639 = 141 \text{ кал/кг};$$

$$r_{жс} = 0,01215 \text{ м}; r_{\partial} = 0,01275 \text{ м}; \frac{r_{жс}}{r_{\partial}} = 0,953.$$

По черт. 156 для $\frac{r_{жс}}{r_{\partial}} = 0,953$, $L = 5,15$ м и $\frac{H_k}{R} = 53,7$ имеем:

$$\xi = 0,137.$$

Поправка на L :

По черт. 157 для $L = 5,15$ и $6,5$ м имеем значения ξ равными $0,1250$ и $0,1215$.

Следовательно поправочный множитель составляет: $\frac{0,1215}{0,1250} = 0,972$.

Поправка на $\frac{H_k}{R}$

Задаемся предварительно $\frac{H_k}{R} = 45$.

По черт. 158 для $\frac{H_k}{R} = 53,7$ и 45 имеем значения коэффициента ξ равными $0,1250$ и $0,1220$.

Поправочный множитель: $\frac{0,1220}{0,1250} = 0,976$.

Исправленное значение ξ :

$$\xi_{исп} = 0,137 \cdot 0,972 \cdot 0,976 = 0,130.$$

Задаваясь предварительно $Z_m = 40$ и подставляя в формулу (256) цифровые значения величин: $\Delta\lambda$, λ_k , θ и Z_m , имеем:

$$141 = 0,130 \cdot (639 - 80) \cdot 40^{0,3} \left(\frac{H_u}{H_k}\right)^{0,6}$$

откуда

$$\frac{H_u}{H_k} = 0,478.$$

Замечая, что $H_k + H_u = 500 \text{ м}^2$, находим:

$$H_k = 338 \text{ м}^2; H_u = 162 \text{ м}^2;$$

отсюда:

$$\frac{H_k}{R} = \frac{338}{8} = 42,2 \text{ (задавались 45);}$$

$$Z_m = \frac{15000}{338} = 44,4 \text{ (задавались 40).}$$

Ввиду полученного расхождения цифр перезадаемся:

$$\frac{H_k}{R} = 42 \text{ и } Z_m = 44.$$

По черт. 158:

при $\frac{H_k}{R} = 53,7$

$$\xi = 0,1250;$$

при $\frac{H_k}{R} = 42$

$$\xi = 0,1210;$$

поправочный множитель: $\frac{0,1210}{0,1250} = 0,968$.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Исправленное значение ξ :

$$\xi_{испр} = 0,137 \cdot 0,972 \cdot 0,968 = 0,129.$$

Подставляем в формулу (256):

$$141 = 0,129 (639 - 80) \cdot 44^{0,3} \left(\frac{H\dot{u}}{H_k}\right)^{0,6}$$

откуда:

$$\frac{H\dot{u}}{H_k} = 0,461;$$

$$H_k = 342 \text{ м}^2;$$

$$H\dot{u} = 158 \text{ м}^2.$$

Проверка дает:

$$\frac{H_k}{R} = \frac{342}{8} = 42,7$$

$$Z_m = \frac{15000}{342} = 43,9.$$

Дальнейшего уточнения конечно не требуется.

Табл. 58 дает сводку цифровых значений коэффициентов ξ и ψ для разных значений отношения $\frac{r_{ж'}}{r_d}$.

Таблица 58

Значения коэффициентов ξ и ψ

$\frac{r_{ж''}}{r_d}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,10
ψ	0,0600	0,0820	1,1000	0,1140	0,1245	0,1340	0,1415
	108,7	64,6	46,4	37,3	32,2	28,5	26,0
$\frac{r_{ж''}}{r_d}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	
	0,1472	0,1515	0,1542	0,1560	0,1577	0,1590	
	24,4	23,2	22,6	22,1	21,7	21,4	

Глава XII

Мятие пара в паровозных пароперегревателях

Опыт показывает, что в перегревных паровозах давление пара в золотниковой коробке всегда получается несколько ниже, чем в бесперегревных, при одинаковом котловом давлении и открытии регулятора.

Объясняется это тем, что при проходе по перегревателю, где пар совершает весьма длинный путь по трубкам небольшого диаметра и следовательно с довольно высокой скоростью, он сильно мнется вследствие трения о стенки, крутых поворотов паровой струи и внезапного изменения сечений паровых каналов (при переходе через коллекторную коробку, распределительные камеры элементов, задние колпачки и т. д.).

С точки зрения получения минимума падения давления пара перегреватель должен удовлетворять следующим условиям:

- 1) малая длина трубок;
- 2) достаточно большая площадь сечения паровых каналов;
- 3) возможно большая величина среднего гидравлического радиуса их сечения;
- 4) возможно меньшее число крутых поворотов паровой струи;

5) плавность изменения сечений;

6) гладкая внутренняя поверхность перегревателейных трубок.

Для возможности сравнения в указанном отношении рассмотренных нами выше систем паровозных жаротрубных пароперегревателей надо уметь в каждом отдельном случае подсчитать величину падения давления пара при проходе по перегревательным трубкам.

Ввиду значительной длины этих трубок и небольшого их диаметра сопротивление от трения паровой струи о стенки на прямых участках трубок для всех систем перегревателей преобладает по своей абсолютной величине над местными сопротивлениями (повороты, сужения и т. д.). Для определения величины этого преобладающего сопротивления воспользуемся гидродинамической формулой:

$$S = u \cdot L \cdot \gamma \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2g}, \quad (259)$$

где: S — сопротивление, выраженное в кг, т. е. представляющее как бы некоторую силу, действие которой приходится преодолевать пару при движении по трубопроводу;

u — периметр внутреннего сечения трубы;

L — длина трубопровода;

γ — средний удельный вес протекающего по трубопроводу газа или жидкости;

w — средняя скорость протекания;

g — ускорение силы тяжести;

ρ — коэффициент сопротивления, определяемый из опыта.

В случае протекания по трубопроводу с площадью сечения Ω м² пара давления P кг/м² движущая сила равна, очевидно:

$$P \cdot \Omega \text{ кг},$$

а сила сопротивления:

$$S = \frac{S}{\Omega} \cdot \Omega \text{ кг};$$

следовательно избыток движущей силы над сопротивлением, расходуемый на передвижение паровой струи, будет равен:

$$P \cdot \Omega - \frac{S}{\Omega} \cdot \Omega = \left(P - \frac{S}{\Omega} \right) \Omega \text{ кг};$$

иными словами, пар придет к концу трубопровода с давлением:

$$P' = P - \frac{S}{\Omega} \text{ кг/м}^2,$$

и потеря давления составляет:

$$\Delta p = \frac{S}{\Omega} \text{ кг/м}^2$$

или

$$\Delta p = \frac{S}{\Omega \cdot 10000} \text{ кг/см}^2.$$

На основании формулы (259) имеем:

$$\Delta p = \frac{u}{\Omega} \cdot \frac{L \cdot \gamma \cdot \rho}{10000} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (260)$$

Для определения величины коэффициента ρ было произведено много опытов, из которых наибольшего внимания заслуживают опыты Дарси, Вейсбаха и Ланга над протеканием жидкостей, Фришце — над протеканием газов и паров, Гутермута — над протеканием насыщенного водяного пара. Наиболее многочисленными и вполне научно обставленными опытами были произведены германским инженером Фришце; причем результаты их в части, касающейся протекания газов, находятся в полном соответствии с результатами, полученными для протекания газов по дымогарным трубам паровозных котлов.

При исследовании явления мятя пара Фрише исходил из несколько иной формулы, которая может быть получена из (260), полагая:

$$\frac{\rho \cdot 4 \cdot 1000}{2g} = \beta,$$

после чего

$$\Delta p = \beta \frac{u}{g} \cdot \frac{L \cdot \gamma}{4 \cdot 10000 \cdot 1000} \omega^2,$$

или, заменяя $\frac{g}{u}$ через r (средний гидравлический радиус):

$$\Delta p = \frac{\beta}{10000000} \cdot \frac{L \cdot \gamma}{4 \cdot r} \cdot \omega^2. \quad (261)$$

Для величины β Фрише дает зависимость:

$$\beta = 3,044 \cdot \frac{d^{0,027}}{G^{0,148}}, \quad (262)$$

где: d — диаметр трубы в м;

G — вес в кг пара, протекающего по трубе в течение часа.

Размер d влияет на β в весьма слабой степени:

при $d = 0,010$.	• $d^{0,027} = 0,883$
» $d = 0,020$.	• $d^{0,027} = 0,900$
» $d = 0,030$.	• $d^{0,027} = 0,909$

Поэтому для перегревателей трубок можно принять с вполне достаточной точностью для практики $d^{0,027} = 0,9$, и формула (262) примет вид:

$$\beta = \frac{2,74}{G^{0,148}}. \quad (263)$$

В качестве примера практического применения полученных формул к исследованию явления мятя пара в перегревательных трубках рассмотрим динамическую работу парового потока в пароперегревателе системы Ноткина (второй вариант), для которого на черт. 160 представлена схема движения пара.

Здесь: AB — регуляторная труба; BG — парособирательная коробка перегревателя, разделенная на две камеры: верхнюю — для насыщенного и нижнюю — для перегретого пара; BC и EG — соединительные трубки; $CIIE$ — элемент; GK — пароподводящая труба; K — золотниковая коробка.

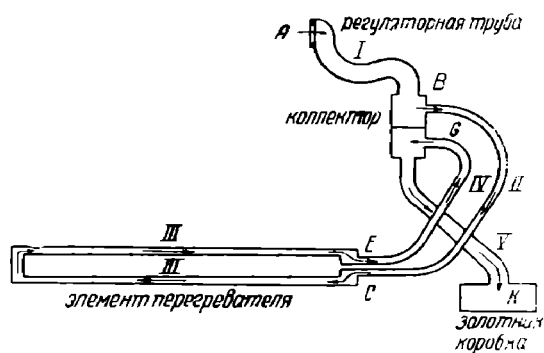
Для исследования явления мятя пара при прохождении им системы $I - V$ выбираем конкретные условия, имевшие место при одной из опытных поездок с пассажирским паровозом серии С,

снабженным пароперегревателем рассматриваемой системы. Среднее за всю поездку давление пара в котле оказалось равным $14,18 \text{ кг/см}^2$, температура пара в коробке перегревателя — 365° , в золотниковой коробке — 353° ; влажность пара в котле — 5% ; часовой расход пара $V_m = 8600 \text{ кг}$.

Первым этапом пути пара из котла в паровой цилиндр является регуляторная труба AB , имеющая следующие размеры: длина $L = 1,8 \text{ м}$, внутренний диаметр $d = 0,15 \text{ м}$; ось трубы не прямолинейная, а имеет в двух местах закругления, описанные радиусом 250 мм .

Сопротивление протеканию пара по трубе указанной формы и размеров складывается из:

- 1) сопротивления трения — на всем протяжении;
- 2) местного сопротивления вследствие внезапного сужения струи пара при входе в регуляторную трубу;



Черт. 160.

- 3) сопротивлений, вносимых каждым из двух отводов трубки;
 4) сопротивления от внезапного расширения струи при выходе из трубы АВ в камеру насыщенного пара.

Сопротивление 1-е вызовет падение давления пара на величину:

$$\Delta p'_1 = \frac{\beta}{10000 \cdot 1000} \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot L}{4 \cdot \frac{d}{4}}. \quad (264)$$

Все местные сопротивления, указанные в последних трех пунктах, исследованы в гидродинамике, формулами которой мы и принуждены будем пользоваться за неимением соответствующих данных для протекания пара. Эти формулы дают в конечном итоге величину:

$$\xi = \rho \frac{L}{r},$$

характеризующую каждое отдельное сопротивление. Если обозначить через ξ' — коэффициент сопротивления трения на 1 пог. м длины прямой трубы данных размеров, то отношение $\frac{\xi}{\xi'}$ даст, очевидно, число m прямой трубы, эквивалентное в смысле величины гидродинамического сопротивления рассматриваемому местному сопротивлению. Предполагая далее, что та же величина отношения сопротивлений (тот же эквивалент) остается и в случае протекания по трубе газа или пара вместо жидкости, мы можем учесть полное сопротивление трубы той же формулой (264), вводя в нее вместо действительной трубы приведенную ее длину, равную $L_i = L + L' + L'' + L''' + \dots$, где L' , L'' , L''' суть линейные эквиваленты каждого из местных сопротивлений.

Такой метод учета является с логической точки зрения наиболее правильным, так как в формуле (264) мы будем иметь дело не с абсолютными величинами отдельных сопротивлений, которые для пара могут быть другими, чем для жидкостей, а с их отношением, которое от состояния рабочего тела едва ли зависит.

Коэффициент ρ имеет по Лангу следующее выражение:

$$\rho = 0,005 + \frac{0,00045}{\sqrt{\omega \cdot 4r}} \quad (265)$$

Для нашего частного случая (при $p_k = 14,18 \text{ кг/см}^2$, $x_k = 0,95$) имеем: удельный объем пара при входе в регуляторную трубу:

$$v_1 = 0,1433 \cdot 0,95 = 0,136 \text{ м}^3/\text{кг};$$

скорость пара в трубе:

$$\omega_1 = \frac{8600 \cdot 0,136}{3600 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,15^2} = 19,0 \text{ м/сек.}$$

Подставляя числовые значения величин ω и r в выражение (265), получаем:

$$\rho_1 = 0,005 + \frac{0,00045}{\sqrt{19 \cdot 4 \cdot \frac{0,15}{4}}} = 0,00527$$

и коэффициент сопротивления 1 пог. м длины трубы:

$$\xi'_1 = 0,00527 \cdot \frac{1}{\frac{0,15}{4}} = 0,14.$$

Для сопротивления 2-го (при входе в трубу) и 4-го (при выходе) имеем по теореме Борда-Карно:

$$\xi''_1 = \xi''_4 = \left(1 - \frac{\Omega}{\omega}\right)^2,$$

где Ω — площадь сечения канала в узком месте,
 ω — в широком.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Если, как в нашем случае, ω значительно больше Ω , то можно считать:

$$\xi'' = \xi_I^{IV} \cong 1,00$$

и следовательно отношение

$$\frac{\xi''}{\xi'} = \frac{\xi_I^{IV}}{\xi_I} = \frac{1,00}{0,14} = 7,0;$$

иными словами, сопротивление при входе или выходе струи эквивалентно сопротивлению трения на длине $L' = 7,0$ м трубы данного сечения.

Сопротивление вследствие закругления струи оценивается в гидродинамике формулой:

$$\xi = 0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{r} \right)^{3,5}$$

для нашего случая:

$$\xi_I''' = 2 \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{0,15}{0,25} \right)^{3,5} \right] = 2 \cdot 0,16 = 0,32,$$

что эквивалентно длине прямой трубы:

$$L'' = \frac{0,32}{0,14} = 2,28 \text{ м.}$$

Итак, полная приведенная длина регуляторной трубы:

$$L_i = 1,8 + 2 \cdot 7,0 + 2,28 = 18,08 \text{ м,}$$

а падение давления пара, согласно формуле (264):

$$(\Delta p)_I = \frac{\beta_I}{10000 \cdot 1000} \cdot \frac{\gamma_I \cdot W_I^2 \cdot 18,08}{4 \cdot \frac{0,15}{4}}. \quad (266)$$

Величина β по формуле (262):

$$\beta_I = 3,044 \frac{0,15^{0,027}}{8600^{0,148}} = 0,76,$$

$$\gamma_I = \frac{1}{v_I} = \frac{1}{0,136} = 7,35 \text{ кг/м}^3.$$

Подставляя значения β_I и γ_I в (266), получаем:

$$(\Delta p)_I = \frac{0,76}{10000000} \cdot \frac{7,35 \cdot 19^2 \cdot 18,08}{0,15} = 0,02 \text{ кг/см}^2. \quad (a)$$

Теперь подсчитаем падение давления пара при проходе соединительных трубок II (черт. 160), которых у рассматриваемого паровоза 24, соответственно числу элементов. Длина этих трубок различна: восемь трубок, подводящих пар к элементам верхнего ряда, имеют наименьшую длину 0,42 м, следующие восемь — 0,68 м, нижние восемь — 0,93 м. Ввиду незначительной длины трубок принимаем условно длину их одинаковой и равной 0,68 м. Диаметр трубок — 0,027 м. Местные сопротивления суть:

1) сопротивление при входе;

2) сопротивление при прохождении двух закруглений радиуса 0,08 м.

Ввиду ничтожной осушки пара в пределах трубок BC считаем, как и для регуляторной трубы:

$$v_{II} = 0,136 \text{ м}^3/\text{кг};$$

тогда скорость пара:

$$w_{II} = \frac{8600 \cdot 0,136}{3600 \cdot 24 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,027^2} = 23,7 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент сопротивления для прямой трубы по Лангу:

$$\rho_{II} = 0,005 \frac{0,00045}{\sqrt{23,7 \cdot 0,027}} = 0,00556;$$

$$\xi_{II} = \frac{0,00556 \cdot 1,0}{\frac{0,027}{4}} = 0,82.$$

Коэффициент сопротивления при входе струи считаем, как и раньше, равным 1, что дает эквивалентную длину:

$$L' = \frac{1,0}{0,82} = 1,22 \text{ м.}$$

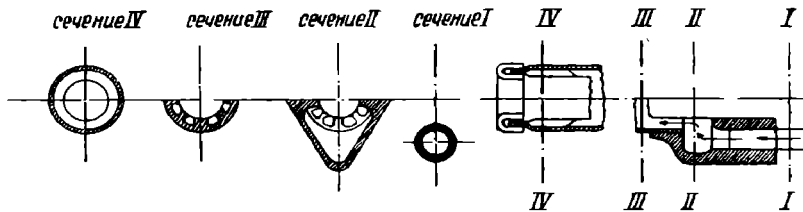
Для двух закруглений:

$$\xi'_{II} = 2 \cdot 6 \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{0,027}{0,080} \right)^{3,5} \right] = 0,274;$$

$$L'' = \frac{0,274}{0,82} = 0,34 \text{ м.}$$

Полная приведенная длина:

$$L_i = 0,68 + 1,22 + 0,34 = 2,24 \text{ м.}$$



Черт. 161.

Вес пара, протекающего по трубке в течение часа:

$$(G_p)_{II} = \frac{8600}{24} = 358 \text{ кг,}$$

а соответствующий коэффициент мятая:

$$\beta_{II} = 3,044 \frac{0,027^{0,027}}{358^{0,148}} = 1,20;$$

падение давления:

$$(\Delta p)_{II} = \frac{1,2}{10000 \cdot 1000} \cdot \frac{7,35 \cdot 23,7^2 \cdot 2,24}{4 \cdot \frac{0,027}{4}} = 0,05 \text{ кг/см}^2. \quad (b)$$

Из соединительной трубки II пар поступает в распределительную камеру элемента, а из этой последней — в четыре нижних трапецидальных канала элемента.

При этом сначала имеет место расширение струи при переходе из соединительной трубки (сечение I—I) в распределительную камеру (сечение II—II); затем—поворот струи в пределах самой камеры, показанной стрелками на черт. 161, который можно схематически рассматривать как два последовательных поворота под углом 90°; далее—сужение струи при переходе из распределительной камеры (II—II) в четыре нижних канала элемента (сечение III—III), расширение и затем сужение струи у заднего конца элемента при выходе из нижних каналов в поворотную камеру (сечение IV—IV) и из него в верхние каналы обратного хода; одновременно с этим струя поворачивает на 180°; наконец на обратном пути имеют место те же сопротивления в обратном порядке.

Конфигурация сечений, последовательно проходимых паром, представлена на черт. 161. Размеры площадей сечений в м^2 приведены (для 24 элементов) в табл. 59.

Таблица 59

Сечение	I—I	II—II	III—III	IV—IV
Площадь	0,0137	0,0576	0,0117	0,0296

Что касается скорости пара, то она будет непрерывно возрастать по мере движения пара по элементу вследствие перегрева пара и связанного с этим увеличения его удельного объема. Кроме того при подсчете скоростей необходимо учесть падение давления пара, которое достигает здесь значительной величины.

Скорость при вступлении пара в каналы элемента, где удельный объем пара равен попрежнему $0,136 \text{ м}^3/\text{кг}$, определяется так:

$$w'_{III} = \frac{8600 \cdot 0,136}{3600 \cdot 0,0117} = 27,8 \text{ м/сек.}$$

В конце обратного хода (при выходе из элемента) пар перегревается до 365° . Задаваясь падением давления в элементах в $1,7 \text{ кг/см}^2$, т. е. считая давление при выходе равным:

$$p'_{III} = 14,18 - 0,02 - 0,05 - 1,70 = 12,41 \text{ кг/см}^2,$$

получаем:

$$v''_{III} = \frac{47 \cdot (365 + 273)}{12,41 \cdot 10000} + 0,001 - 0,0044 = 0,238 \text{ м}^3/\text{кг};$$

скорость в выходном сечении:

$$w''_{III} = \frac{8600 \cdot 0,238}{3600 \cdot 0,0117} = 48,6 \text{ м/сек.},$$

средняя же в пределах элемента скорость пара:

$$w_{III} = \frac{w'_{III} + w''_{III}}{2} = 38,2 \text{ м/сек.};$$

коэффициент сопротивления для прямого участка:

$$\rho_{III} = 0,005 + \frac{0,00045}{\sqrt{38,2 \cdot 4 \cdot 0,00245}} = 0,00573$$

(величина $0,00245 \text{ м}$ представляет собой средний гидравлический радиус сечения трапециoidalных каналов элемента);

$$\xi_{III} = \frac{0,00573 \cdot 1,00}{0,00245} = 2,34.$$

Переходим теперь к подсчету перечисленных выше местных сопротивлений.

1. Расширение струи при входе в заднюю распределительную камеру:

$$\xi' = \left(1 - \frac{0,0137}{0,0576} \right)^2 = 0,58$$

и следовательно

$$L' = \frac{0,58}{2,34} = 0,26 \text{ м.}$$

2. Сопротивление при повороте струи на угол 90° оценивается в гидродинамике коэффициентом:

$$= 1,0,$$

вследствие чего

$$L'' = \frac{1,00}{2,34} = 0,44 \text{ м.}$$

Соппротивление 1-е и 2-е повторяются на длине элемента по 4 раза.

3. Соппротивление при проходе пара через заднюю поворотную камеру вследствие расширения и последующего сужения струи:

$$\xi''' = \left(1 - \frac{0,0117}{0,0296} \right)^2 = 0,36,$$

$$L''' = \frac{0,36}{2,34} = 0,16 \text{ м (повторяется 2 раза).}$$

4. Соппротивление вследствие поворота струи на угол 180° у заднего конца элемента $\xi^{IV} = 3,00$;

$$L^{IV} = \frac{3,00}{2,34} = 1,33 \text{ м.}$$

Полная приведенная длина:

$$L_i = 2 \cdot 4,72 + 4 \cdot 0,26 + 4 \cdot 0,44 + 2 \cdot 0,16 + 1,33 = 13,89 \text{ м.}$$

Часовое количество пара, протекающее по каждому из четырех каналов элемента:

$$(g_h)_{III} = \frac{8600}{24 \cdot 4} \cong 90 \text{ кг,}$$

соответственно чему формула (263) дает:

$$\beta_{III} = \frac{2,74}{90^{0,148}} = 1,49;$$

средний удельный вес пара в элементах:

$$\gamma_{III} = \frac{1}{v_{III}} = \frac{1}{\frac{0,136 + 0,238}{2}} = 5,35 \text{ кг/м}^3;$$

искомое падение давления:

$$(\Delta p)_{III} = \frac{1,49}{10000000} \cdot \frac{5,35 \cdot 38,2^2 \cdot 13,89}{4 \cdot 0,00245} = 1,66 \text{ кг/см}^2, \quad (c)$$

что очень близко к цифре 1,7, которой мы задавались выше.

При протекании пара по соединительным трубкам IV (черт. 160), имеющим те же размеры, что и трубки II , имеем:

$$v_{IV} = 0,238;$$

$$w_{IV} = \frac{8600 \cdot 0,238}{3600 \cdot 0,0137} = 41,5 \text{ м/сек};$$

$$\gamma_{IV} = \frac{1}{0,238} = 4,2;$$

местные соппротивления, а следовательно и приведенная длина остаются те же, что и для трубок II ; поэтому

$$\Delta p_{IV} = \frac{1,2}{10000000} \cdot \frac{4,2 \cdot 41,5^2 \cdot 2,24}{4 \cdot 0,027} = 0,07 \text{ кг/см}^2. \quad (d)$$

Далее, пройдя коллектор, пар направляется по двум пароподводящим трубам V (черт. 160) в золотниковые коробки. Размеры труб:

$$d_V = 0,105 \text{ м};$$

$$L_V = 3,7 \text{ м.}$$

Температуры пара: в коллекторе — 365°, в золотниковой коробке — 353° средняя — 359°. Давление пара при выходе из коллектора:

$$p'_v = 14,18 - (0,02 + 0,05 + 1,66 + 0,07) = 12,38 \text{ кг/см}^2;$$

$$v_v = \frac{47(359 + 273)}{12,38 \cdot 10000} + 0,001 - 0,0046 = 0,236;$$

$$\Omega_v = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,105^2 = 0,0173 \text{ м}^2;$$

$$w_v = \frac{8600 \cdot 0,236}{3600 \cdot 0,0173} = 32,7 \text{ м/сек};$$

$$\gamma_v = \frac{1}{0,236} = 4,24.$$

Для прямой трубы:

$$\rho_v = 0,005 + \frac{0,00045}{\sqrt{32,7 \cdot 0,105}} = 0,0053;$$

$$\xi_v = \frac{0,0053 \cdot 1,00}{\frac{0,105}{4}} = 0,20.$$

Соппротивление при выходе из коллектора (сужение):

$$\xi' = 1,0; L' = \frac{1,0}{0,2} = 5,0 \text{ м.}$$

Соппротивление при входе в золотниковую коробку (расширение):

$$\xi'' = 1,0; L'' = \frac{1,00}{0,20} = 5,0 \text{ м.}$$

Соппротивление, вносимое каждым из трех изгибов оси трубы с радиусом закругления около 0,370 м:

$$\xi''' = 0,13 + 0,16 \left(\frac{0,105}{0,370} \right)^{3,5} = 0,14;$$

$$L''' = \frac{0,14}{0,20} = 0,7 \text{ м};$$

приведенная длина:

$$L_i = 3,7 + 2 \cdot 5,0 + 3 \cdot 0,7 = 15,8 \text{ м.}$$

Часовой расход пара через каждую трубу:

$$(g_h)_v = \frac{8600}{2} = 4300 \text{ кг};$$

$$\beta_v = 3,044 \cdot \frac{0,105^{0,027}}{4300^{0,148}} = 0,83;$$

$$\Delta p_v = \frac{0,83}{1000000} \frac{4,24 \cdot 32,7^2 \cdot 15,8}{0,105} = 0,07 \text{ кг/см}^2. \quad (\text{е})$$

Суммируя выражения (а) — (е), получаем для этой системы пароподводящего трубопровода:

$$\sum \Delta p = 0,02 + 0,05 + 1,66 + 0,07 + 0,07 = 1,87 \text{ кг/см}^2.$$

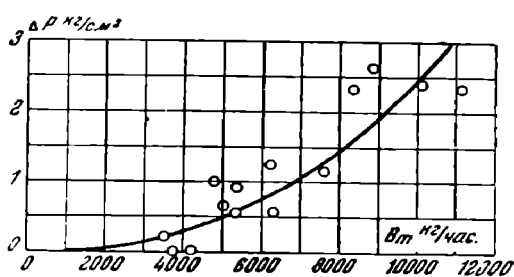
Полученная цифра довольно хорошо совпадает с данными опытной поездки, во время которой средняя величина давления пара в золотниковой коробке получилась равной 12,09 кг/см², и следовательно падение давления составляет:

$$14,18 - 12,09 = 2,09.$$

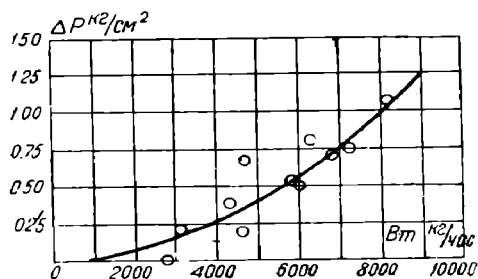
На черт. 162 нанесены значения фактора Δp , полученные при целом ряде опытов с тем же паровозом Сормовского завода; кривая же нанесена совершенно независимо от этих данных по результатам теоретических подсчетов,

совершенно подобных проделанному выше. Получаемое на черт. 162 вполне удовлетворительное совпадение данных непосредственного опыта с теоретическими служит доказательством правильности и достаточной точности наших методов.

На черт. 163 подобное же сопоставление результатов теоретического подсчета с опытными данными произведено для перегревателя системы Шмидта. Данные относятся к пассажирскому паровозу серии Н^{Шп} с машиной Штумпфа



Черт. 162.



Черт. 163.

и высоким перегревом пара. Падение давления в этом случае получается, как видим, несколько меньше за счет большей площади для прохода пара в элементе Шмидта и отсутствия в нем распределительных камер.

Глава XIII

Схема работы водоподогревательных устройств и даваемое ими сбережение горючего

Современный паровоз теряет с уходящими газами от 10 до 20% тепла сгорания топлива, а с отработавшим паром — от 40 до 50%. Использование, хотя бы частичное, этих громадных тепловых отбросов представляет собой крупнейшую проблему экономики паровоза. Одну из простых возможностей такового использования, ныне уже широко осуществляемую и у нас и за границей, представляет собой предварительный подогрев питательной воды перед ее поступлением в котел.

Обыкновенный инжектор тоже подогревает воду, но подогрев этот происходит за счет тепла котлового рабочего пара; поэтому инжектор, осуществляя процесс питания котла, не дает никакой тепловой экономии. Эта экономия достигается лишь применением инжекторов мягого пара или специальных водоподогревательных устройств.

На современных паровозах для подогрева питательной воды используют исключительно тепло отработавшего пара, хотя температура его (110—170°) значительно ниже температуры уходящих из котла газов (300—400°). Объясняется это тем, что пар, как среда значительно более плотная по сравнению с уходящими газами, обладает и гораздо большей теплопередающей способностью. Поэтому паровой подогреватель, дающий ту же температуру подогрева воды, выходит несравненно более компактным по весу и габариту.

Паровой водоподогреватель может нагреть воду до 120°, обычно же достигаемый подогрев — 80—100°, в среднем 90°.

Для подогрева 1 кг воды с 15 до 90° требуется затратить 75,4 кал тепла; при конденсации же 1 кг мягого пара, отбрасываемого машиной при давлении в 1,1 кг/см², освобождается скрытая теплота в количестве 539 кал.

Называя часовой расход пара на машину через B_m кг, а количество пара, приготавливаемого за то же время котлом, — через B_k , составим следующее очевидное соотношение:

$$\mu \cdot B_m \cdot 539 = B_k \cdot 75,4; \quad (267)$$

здесь левая часть представляет собой количество тепла, освобожденного частью мягого пара для целей подогрева питательной воды, а правая — коли-

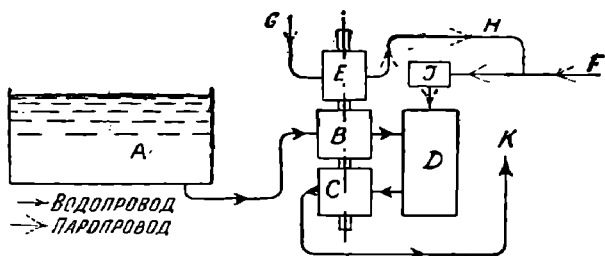
чество тепла, воспринятого водой. Величина B_k всегда бывает несколько больше B_m ввиду наличия служебного расхода пара (на работу сифона, тормозного насоса, форсунки, нефтеподогревателя и пр.). Для угольного отопления можно считать:

$$B_k = 1,05 \cdot B_m.$$

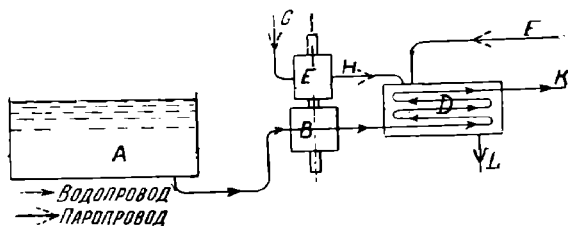
Подставляя эту величину в уравнение (267), определяем из него величину коэффициента μ , показывающего, какая часть отбрасываемого машиной пара должна быть утилизирована для подогрева питательной воды до заданной температуры 90° :

$$\mu = \frac{1,05 \cdot 75,4}{539} = \frac{1}{6,8}. \quad (268)$$

Отвод из парoisходящих труб столь незначительного количества мятого пара не может сколько-нибудь заметно повлиять на уменьшение тяги и на условия сгорания топлива, тем более что при наличии подогревателя ввиду даваемой им экономии под котлом приходится сжигать несколько меньшее количество топлива, для чего требуется и меньшая тяга.



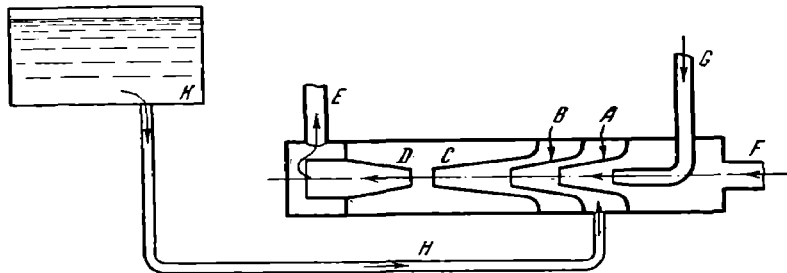
Черт. 164



Черт. 165.

На черт. 164, 165 и 166 даны типовые схемы водоподогревательных устройств.

Черт. 164 — водоподогреватель типа смешения. А — тендерный водяной бак; В — С — Е — питательный насос; В — цилиндр холодной воды; С — цилиндр горячей воды; Е — паровой цилиндр; D — камера смешения; G — подвод свежего пара к насосу; F — подвод отработавшего пара машины; H — подвод отработавшего пара питательного насоса; K — ввод горячей воды в котел.



Черт. 166.

На черт. 165 представлен водоподогреватель поверхностного типа: D — трубчатая камера; L — сток конденсата на путь (при расположении камеры ниже уровня воды в тендере) или в тендерный водяной бак (при высоком расположении камеры); остальные обозначения те же, что и на черт. 164.

Черт. 166 — схема инжектора мятого пара. Отработавший пар по трубе F поступает в паровой конус А; сюда же из водяного бака тендера по трубе H

поступает вода; C — смесительное сопло; D — напорный конус, в котором кинетическая энергия струи горячей воды превращается в энергию давления; E — питательная труба, по которой подогретая вода поступает в котел. По трубке G пускается в паровой конус добавок свежего пара, помогающий мятому пару преодолеть встречное давление из котла на питательный клапан.

Подогреватели типа смешения отдают в котел все тепло мятого пара, поступающего в них из главной машины и из насосов, — в этом одно из их преимуществ. Кроме того поступление в камеру подогревателя смешения перегретого пара (что имеет место при температуре перегрева пара в коллекторе подогревателя свыше $340 - 350^\circ$) только повышает его эффективность, так как температура смеси (горячей воды) при этом повышается. В подогревателях же поверхностного типа перегретый пар является нежелательным, так как он ввиду своей меньшей плотности по сравнению с паром насыщенным хуже передает тепло стенкам трубок, т. е. дает меньшее значение величины коэффициента теплопередачи.

Учитывая современные тенденции к повышению перегрева пара на паровозах, что влечет за собой и выхлоп в конус перегретого (а не насыщенного) пара, приходится и с этой точки зрения отдать преимущество водоподогревателям типа смешения или инжекторам мятого пара.

Что касается попадания в котел смазки, содержащейся в выхлопном паре, конденсат которого при наличии подогревателя смешения попадает в котел, то в практике работы подогревателей этого типа пока не зафиксировано в этом направлении никаких неприятных последствий.

Глава XIV

Экономия горючего, достигаемая применением водоподогревательных устройств

Ознакомившись со схемой водоподогревательных устройств, переходим к определению той теоретической экономии топлива, которой можно ожидать от присоединения к котлу водоподогревателя или инжектора мятого пара.

Обозначим:

- G_o — вес отработавшего пара машины, поступающего в питательное устройство (водоподогреватель или инжектор);
- G_k — вес острого пара, расходуемого на подачу и подогрев питательной воды;
- A — вес воды, поданной из тендера к насосу или инжектору;
- a — потери воды в кг (утечка через вестовую трубу инжектора);
- B_k — полное весовое количество подогретой воды, поступающей в котел (паропроизводительность котла);
- λ_o и λ_k — теплосодержание отработавшего и острого пара;
- $\lambda_{кон}$ — теплосодержание конденсата мятого пара, уходящего из водоподогревателя наружу (в подогревателях поверхностного типа);
- τ — температура воды в тендере;
- ϑ — температура воды при поступлении в котел.

Инжектор

Для инжектора, работающего частично или полностью мятым паром, выражение для экономии топлива (или тепла) может быть написано как отношение тепла, возвращенного мятым паром в котел, ко всему количеству тепла, затраченного котлом на приготовление пара:

$$\mathcal{E}_m^{\%} = \frac{G_o \cdot \lambda_o}{B_k (\lambda_a - \vartheta)} \cdot 100, \quad (269)$$

где λ_a — теплосодержание перегретого пара (в случае бесперегревного паровоза $\lambda_a = \lambda_k$).

Пренебрегая теплом, уносимым через вестовые трубы, напишем уравнение теплового баланса инжектора:

$$G_e(\lambda_e - \vartheta) + G_k(\lambda_k - \vartheta) = (A - a) \cdot (\vartheta - \tau), \quad (270)$$

где: $G_e(\lambda_e - \vartheta)$ — количество тепла, отданного мятым паром в инжекторе;
 $G_k(\lambda_k - \vartheta)$ — количество тепла, отданного свежим паром;
 $(A - a) \cdot (\vartheta - \tau)$ — тепло, воспринятое водой.

Уравнение весового баланса инжектора:

$$B_k = (A - a) + (G_e + G_k). \quad (271)$$

Определяя из уравнения (271) величину $(A - a)$ и подставляя в (270), находим:

$$B_k(\vartheta - \tau) = G_e(\lambda_e - \tau) + G_k(\lambda_k - \tau), \quad (272)$$

откуда

$$\frac{G_e}{B_k} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_k}{B_k} \frac{\lambda_k - \tau}{\lambda_e - \tau} \quad (273)$$

Подставляя эту величину в выражение (269), находим:

$$\mathcal{E}_m^{\%} = \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_k}{B_k} \frac{\lambda_k - \tau}{\lambda_e - \tau} \right) \frac{\lambda_e}{\lambda_a - \vartheta} \cdot 100. \quad (274)$$

Выведенное выражение для инжектора смешанного действия (т. е. работающего смесью отработавшего и острого пара) является вполне общим, так как применимо для любой пропорции острого и мятого пара, участвующих в работе инжектора.

Полагая в выражении (274) $\frac{G_k}{B_k} = 0$, получаем величину экономии для инжектора, работающего только мятым паром, без всякой примеси острого:

$$\mathcal{E}_m^{\%} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} \frac{\lambda_e}{\lambda_a - \vartheta} \cdot 100. \quad (275)$$

При этом экономия топлива получилась бы конечно наибольшей. К сожалению, однако, при давлении острого пара в котле свыше 10 *ата* инжектор не может работать одним мятым паром, и для преодоления встречного давления пара из котла необходима добавка в инжектор свежего пара в количестве около 5% (при современных давлениях пара в паровозных котлах порядка 14 — 16 *ата*) от полной паропроизводительности котла.

При

$$\frac{G_k}{B_k} = 0,$$

т. е. в случае обыкновенного инжектора, работающего острым паром, уравнения (273) и (274) дают:

$$\mathcal{E}_m = 0.$$

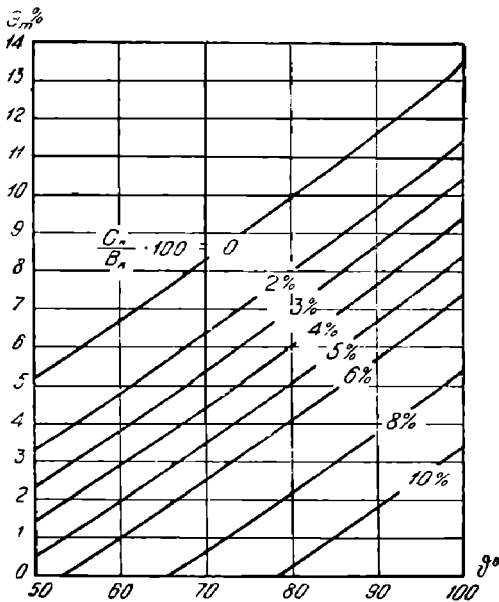
В табл. 60 приведены значения \mathcal{E}_m в процентах для разных ϑ и $\frac{G_k}{B_k}$, подсчитанные по формуле (274); при подсчетах принято:

$$\lambda_a = 750; \lambda_k = 646; \lambda_e = 600; \tau = 15^\circ.$$

Данные табл. 60 представлены в виде кривых на черт. 167.

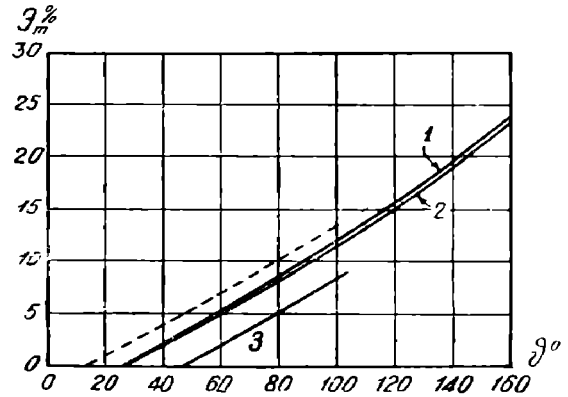
Таблица 60

$\frac{G_k}{B_k}$ \ ϑ	50°	60°	70°	80°	90°	100°
0	5,12	6,69	8,30	9,95	11,65	13,41
0,02	3,27	4,81	6,39	8,01	9,69	11,42
0,03	2,35	3,87	5,43	7,05	8,71	10,42
0,04	1,42	2,93	4,48	6,08	7,73	9,42
0,05	0,50	1,99	3,53	5,11	6,75	8,43
0,06	—	1,05	2,58	4,15	5,76	7,43
0,08	—	—	0,67	2,21	3,80	5,44
0,10	—	—	—	0,27	1,84	3,44



Черт. 167.

На черт. 168 кривая 3 дает значения \mathcal{E}_m для $\frac{G_k}{B_k} = 0,05$, а пунктирная кривая — для $\frac{G_k}{B_e} = 0$.



Черт. 168.

Водоподогреватель типа смешения

В водоподогревателях в камеру подогрева питательной воды поступает отработавший пар машины, а также тормозного и питательного насосов.

При отсутствии водоподогревателя отработавший пар тормозного насоса выпускается в атмосферу; при наличии же водоподогревателя этот пар отдает свое тепло питательной воде и возвращает его в котел.

Называя весовое количество пара, расходуемого на работу тормозного насоса, через G_m , можем написать выражение для экономии топлива применительно к подогревателю смешения в следующем виде:

$$\mathcal{E}_m^{\%} = \frac{(G_e + G_m) \cdot \lambda_e}{B_k(\lambda_a - \vartheta)} \cdot 100. \quad (276)$$

Уравнение теплового баланса водоподогревателя смешения:

$$G_e(\lambda_e - \vartheta) + G_k(\lambda_k - \vartheta) = A(\vartheta - \tau), \quad (277)$$

где G_k — вес острого пара, затрачиваемого на работу насосов питательного и тормозного; отработав в насосах, этот пар с теплосодержанием λ поступает в камеру смешения в помощь мятому пару машины.

Уравнение весового баланса:

$$B_k = G_e + G_k + A. \quad (278)$$

Определяя из выражения (278) A и подставляя в выражение (277), находим:

$$G_e(\lambda_e - \tau) + G_k(\lambda_e - \tau) = B_k(\vartheta - \tau), \quad (279)$$

откуда

$$\frac{G_e}{B_k} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_k}{B_k}. \quad (280)$$

Подставляя в выражение (276) значение $\frac{G_e}{B_k}$, находим:

$$\mathcal{E}_m^{\%} = \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_k}{B_k} + \frac{G_m}{B_k} \right) \frac{\lambda_e}{\lambda_u - \vartheta} \cdot 100. \quad (281)$$

Согласно опытным данным на работу каждого из насосов затрачивается пара в поездных условиях около 1,5% от B_k ; поэтому:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_m^{\%} &= \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 2 \cdot 0,015 + 0,015 \right) \frac{\lambda_e}{\lambda_u - \vartheta} \cdot 100 = \\ &= \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 0,015 \right) \frac{\lambda_e}{\lambda_u - \vartheta} \cdot 100. \end{aligned} \quad (282)$$

Подсчитанные по этой формуле для различных значений величины \mathcal{E}_m сведены в табл. 61 и представлены на черт. 168 (кривая 1).

Таблица 61

ϑ	23,8°	50°	60°	80°	100°	120°	140°	160°
$\mathcal{E}_m^{\%}$	0	3,83	5,34	8,56	12,02	15,77	19,79	24,13

Водоподогреватель поверхностного типа

Уравнение теплового баланса:

$$G_e(\lambda_e - \lambda_{кон}) + G_k(\lambda_e - \lambda_{кон}) = A \cdot (\vartheta - \tau). \quad (283)$$

Весовой баланс:

$$A = B_k.$$

Принимая $\lambda_{кон} = \vartheta$, к чему надо стремиться при правильной эксплуатации водоподогревателя, определяем из (283) отношение $\frac{G_e}{B_k}$:

$$\frac{G_e}{B_k} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta} - \frac{G_k}{B_k}. \quad (284)$$

Имеем:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_m^{\%} &= \frac{(G_e + G_m)(\lambda_e - \vartheta)}{B_k(\lambda_u - \vartheta)} \cdot 100 = \left(\frac{G_e}{B_k} + \frac{G_m}{B_k} \right) \frac{\lambda_e - \vartheta}{\lambda_u - \vartheta} \cdot 100 = \\ &= \left(\frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta} - 0,015 \right) \frac{\lambda_e - \vartheta}{\lambda_u - \vartheta} \cdot 100. \end{aligned} \quad (285)$$

Цифры табл. 62, подсчитанные по этой формуле для разных ϑ , дают результаты, весьма близкие к подогревателю типа смешения. Изменение величины \mathcal{E}_m для поверхностного подогревателя показано кривой 2 на черт. 168.

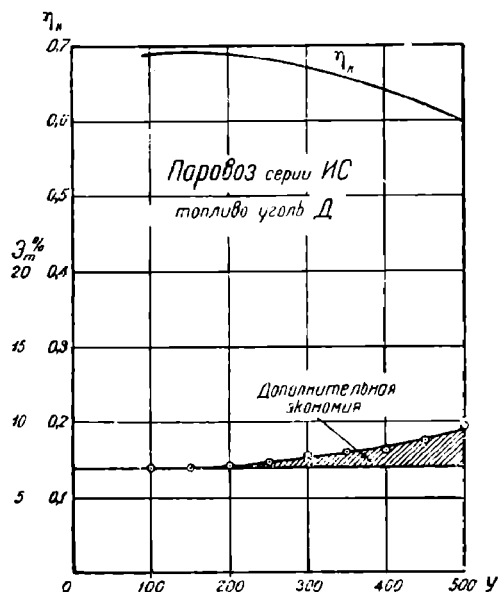
Таблица 62

ϑ	23,6°	50°	60°	80°	100°	120°	140°	160°
$\mathcal{E}_m^{\%}$	0	3,83	5,34	8,54	11,92	15,52	19,35	23,45

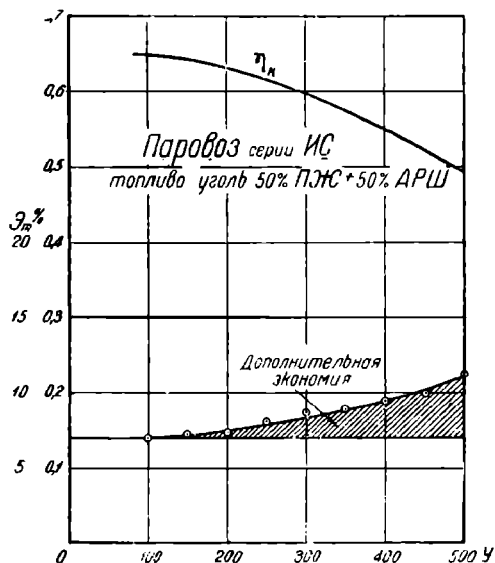
Действительная цифра сбережения топлива, получаемая при введении подогрева питательной воды, будет несколько отличаться от получаемой по выведенным выше формулам по следующим соображениям.

1. Введение подогрева питательной воды автоматически снижает температуру перегрева пара, как об этом было сказано выше, в главе VI. Опыты показывают, что при подогреве воды до 100° перегрев падает на 25° , что эквивалентно перерасходу топлива для получения от паровоза той же работы на 5%.

2. Введя подогрев воды, мы получаем возможность сжигать меньшее количество топлива для съема заданного количества пара в котле. Понижая форсировку топки Y , мы тем самым переводим работу котла в область более высоких к. п. д. (так как к. п. д. котла есть убывающая функция форсировки Y). За счет этого должна получиться дополнительная экономия горючего, которая может быть определена подсчетом для любого паровоза и топлива.



Черт. 169.



Черт. 170.

На черт. 169 и 170 сверху нанесены кривые к. п. д. котла паровоза серии ИС при отоплении его углем марки Д и угольной смесью из 50% ПЖ и 50% АРШ. Кривые получены при работе паровоза без подогрева питательной воды ($\tau = 15^\circ$).

Вводя подогрев воды до $\vartheta = 100^\circ$ при помощи присоединения к котлу водоподогревателя типа смешения и принимая $\lambda_k = 640$ и $\lambda_n = 750$, находим размер экономии топлива по формуле (282):

$$\mathcal{E}_m\% = \left(\frac{85}{585} - 0,015 \right) \cdot \frac{600}{650} \cdot 100 = 12,03\%.$$

Вычитая из этой цифры 5%, потерянные вследствие неизбежного снижения температуры перегрева пара при наличии водоподогревателя, принимаем окончательно: $\mathcal{E}_m\% = 7\%$.

Таким образом, для получения того же количества пара, какое паровоз давал, работая без подогрева воды, теперь мы можем реализовать величины Y меньшие на 7%, т. е. например вместо 400 только $312 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$. При этом, согласно черт. 170, мы будем иметь $\eta_k = 0,563$ вместо 0,550 для $Y = 400$. Таким

образом, размер добавочной экономии топлива за счет повышения степени его использования при подогреве питательной воды составит:

$$\frac{0,563 - 0,550}{0,550} \cdot 100 = 2,36\%$$

и суммарная результирующая экономия топлива составит:

$$\mathcal{E}_m^* = 7,00 + 2,36 = 9,36\%$$

Полученные такими подсчетами цифры дополнительной и суммарной экономии сведены в табл. 63 и 64, а также нанесены в виде кривых на черт. 169 и 170 (внизу).

Таблица 63

Паровоз серии ИС; угольная смесь: 50% ПЖ+50% АРШ

У	100	150	200	250	300	350	400	450	500
η_k	0,650	0,643	0,633	0,616	0,596	0,575	0,550	0,525	0,492
U' при $\vartheta=100^\circ$	93,0	139,5	186,0	232,5	279,0	325,5	372,0	418,5	465,0
η_k' при $\vartheta=100^\circ$	0,650	0,645	0,636	0,623	0,606	0,586	0,563	0,540	0,514
Добавочная экономия $\Delta\mathcal{E}\%$	0	0,31	0,47	1,14	1,67	1,91	2,36	2,85	4,47
Суммарная экономия $\mathcal{E}\%$	7,00	7,31	7,47	8,14	8,67	8,91	9,36	9,85	11,47

Таблица 64

Паровоз серии ИС; уголь марки Д

У	100	150	200	250	300	350	400	450	500
η_k	0,690	0,692	0,690	0,683	0,672	0,659	0,643	0,624	0,600
U' при $\vartheta=100^\circ$	93,0	139,5	186,0	232,5	279,0	325,5	372,0	418,5	465,0
η_k' при $\vartheta=100^\circ$	0,690	0,692	0,691	0,685	0,677	0,665	0,650	0,635	0,616
Добавочная экономия $\Delta\mathcal{E}\%$	0	0	0,15	0,29	0,75	0,91	1,09	1,76	2,67
Суммарная экономия $\mathcal{E}\%$	7,00	7,00	7,15	7,29	7,75	7,91	8,09	8,	9,67

В среднем можно принимать для условий форсированной работы котла размер дополнительной экономии горючего за счет повышения степени его использования при подогреве воды в 2—3%.

В предыдущем изложении в достаточной степени выявилось главное назначение водоподогревателей: подогреватель питательной воды берет на себя часть функций котла, выполняя их за счет даровой энергии отбрасываемого паровозом мягкого пара (или газов). Благодаря такому сокращению объема тепловой работы котла и получается довольно значительное сбережение горючего.

Но помимо этого непосредственного своего назначения водоподогревательные устройства имеют и ряд других чисто практических преимуществ.

1. Некоторые минеральные примеси питательной воды (главным образом углекислый кальций и гипс) выделяются уже при подогреве воды до 90—100° и отлагаются, таким образом, в самом подогревателе, который должен быть так сконструирован, чтобы допускать удобную и быструю периодическую очистку; в котел же поступает при этом в значительной степени очищенная вода, благодаря чему улучшается теплопередача и удлиняется срок службы котла.

2. Из первого преимущества непосредственно вытекает и второе: благодаря меньшему отложению накипи в самом котле промывка его может производиться реже, что повышает коэффициент использования паровозного парка.

3. Температура воды в котле при водоподогревателе подвержена меньшим колебаниям, что уменьшает неравномерное расширение в отдельных частях

котла, а следовательно и течь труб и связей, удлиняет срок службы котла и сокращает объем котельного ремонта.

4. Эта же большая равномерность температуры способствует тому, что в паровозах с подогревателями никогда не наблюдается быстрого падения давления пара, столь характерного при питании инжекторами, благодаря введению в котел больших количеств холодной воды. Это последнее преимущество подогревателя особенно важно при прохождении затяжных подъемов.

Глава XV

Отбор пара для подогрева питательной воды

Обозначим через μ суммарный коэффициент отбора мятого и острого пара для подогрева питательной воды, а через μ_{κ} — отбор мятого пара из выхлопной системы (конуса)¹.

Очевидно:

$$\mu = \frac{G_e}{B_{\kappa}} + \frac{G_{\kappa}}{B_{\kappa}}; \quad (286)$$

$$\mu_{\kappa} = \frac{G_e}{B_{\kappa}}. \quad (287)$$

Инжектор

Для инжектора смешанного действия величина μ_{κ} была уже выяснена выше (уравнение 273). Прибавляя к обеим частям этого уравнения величину $\frac{G_{\kappa}}{B_{\kappa}}$, имеем:

$$\mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_{\kappa}}{B_{\kappa}} \cdot \frac{\lambda_{\kappa} - \tau}{\lambda_e - \tau} + \frac{G_{\kappa}}{B_{\kappa}} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_{\kappa}}{B_{\kappa}} \cdot \frac{\lambda_{\kappa} - \lambda_e}{\lambda_e - \tau}. \quad (288)$$

Для инжектора, работающего без примеси острого пара, полагая $\frac{G_{\kappa}}{B_{\kappa}} = 0$, получили бы:

$$\mu = \mu_{\kappa} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau}. \quad (289)$$

Для инжектора острого пара ($\frac{G_e}{B_{\kappa}} = 0$) из уравнения (273) найдем:

$$\mu = \frac{G_{\kappa}}{B_{\kappa}} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_{\kappa} - \tau}. \quad (290)$$

Водоподогреватель типа смешения

Для этого питательного агрегата мы имели выше уравнение (279). Кроме того

$$G_e = \mu_{\kappa} B_{\kappa}.$$

Количество пара, поступающего в водоподогреватель из насосов питательного и тормозного, оцениваем попрежнему в 3% от B_{κ} , т. е.:

$$G_{\kappa} = 0,03 B_{\kappa}.$$

Подставляя эти значения в формулу (279), имеем:

$$B_{\kappa} \mu_{\kappa} (\lambda_e - \tau) + 0,03 B_{\kappa} (\lambda_e - \tau) = B_{\kappa} (\vartheta - \tau),$$

откуда

$$\mu_{\kappa} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 0,03. \quad (291)$$

¹ Коэффициенты отбора отнесены к полной паропроизводительности котла B_{κ} .

Коэффициент суммарного отбора определяется из уравнения (280):

$$\mu = \frac{G_e}{B_k} + \frac{G_k}{B_k} = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau}. \quad (292)$$

Водоподогреватель поверхностного типа

Подставляя в уравнение (283):

$$G_e = \mu_k B_k; G_k = 0,03 B_k; A = B_k,$$

находим после сокращения на B_k :

$$\mu_k (\lambda_e - \lambda_{кон}) + 0,03 (\lambda_e - \lambda_{кон}) = \vartheta - \tau,$$

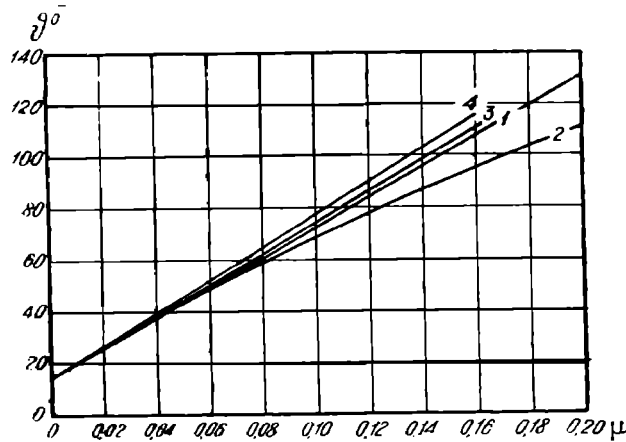
откуда, полагая $\lambda_{кон} = \vartheta$, имеем:

$$\mu_k = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta} - 0,03; \quad (293)$$

$$\mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta}. \quad (294)^1$$

Для большей наглядности проведем сопоставление работы инжектора острого и мягкого пара и смешанного действия, а также обоих типов водоподогревателей при следующих одинаковых условиях:

$$\lambda_d = 750; \lambda_k = 646; \lambda_e = 600; \tau = 15^\circ; \mu = 0,12.$$



Черт. 171.

Находя из соответствующих формул величины ϑ , μ_k и \mathcal{E}_m , сводим их в табл. 65.

Таблица 65

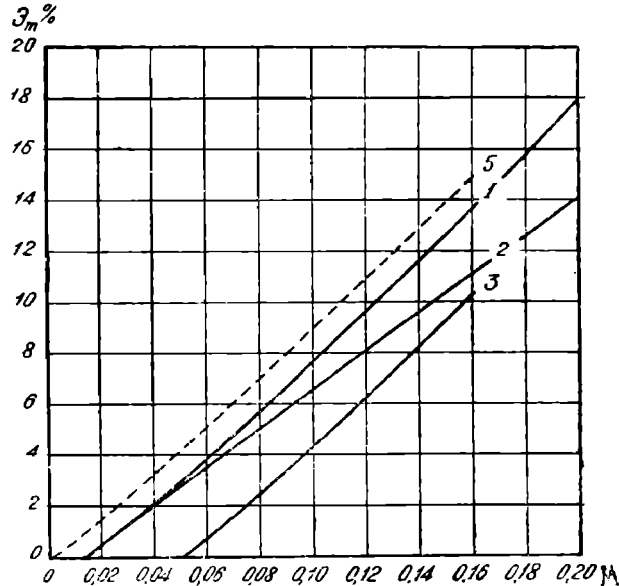
Тип водоподогревательного устройства	ϑ	\mathcal{E}_m	Отбор пара	
			$\frac{G_e}{B_k}$	$\frac{G_k}{B_k}$
Инжектор смешанного пара ($\frac{G_k}{B_k} = 0,05$)	87,5°	6,75%	0,07	0,05
Инжектор острого пара .	90,7°	0	0	0,12
Инжектор мягкого пара .	85,2°	10,83%	0,12	0
Водоподогреватель смешения	85,2°	9,48%	0,09	0,03
Водоподогреватель поверхностного типа	77,7°	8,16%	0,09	0,03

¹ Если отработавший пар уходит из машины перегретым, то вследствие его низкой теплопередающей способности (благодаря малой плотности) $\lambda_{кон}$ значительно повышается, а следовательно уменьшаются ϑ и \mathcal{E}_m .

Подобным же способом получены табличные данные (табл. 66 и 67). Характеристики ϑ и \mathcal{E}_m работы различных питательных устройств для разных μ представлены графически на черт. 171 и 172.

На черт. 171 кривая 1 относится к инжектору мятого пара, кривая 2—к водоподогревателю поверхностному, кривая 3—к инжектору смешанного действия, кривая 4—к инжектору острого пара.

На черт. 172 кривая 1 относится к водоподогревателю смешения, кривая 2—к водоподогревателю поверхностному, кривая 3—к инжектору смешанного действия, кривая 5—к инжектору мятого пара.



Черт. 172.

Таблица 66

Тип агрегата	μ	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
Инжектор острого пара		59,9°	65,5°	78,1°	90,7°	103,3°	116,0°	—	—
смешанного пара ($\frac{\dot{G}_K}{B_K} = 0,05$)		52,4°	64,1°	75,8°	87,5°	98,9°	110,9°	—	—
» мятого пара		50,1°	61,8°	73,5°	85,2°	96,6°	108,6°	—	—
Водоподогреватель смешения		50,1°	61,8°	73,5°	85,2°	96,6°	108,6°	120,3°	132,0°
» поверхностного типа		48,1°	58,3°	68,2°	77,7°	86,8°	95,7°	104,2°	112,5°

Таблица 67

Тип агрегата	μ	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
Инжектор острого пара		0	0	0	0	0	0	—	—
» смешанного пара ($\frac{\dot{G}_K}{B_K} = 0,05$)		0,85%	2,61%	4,44%	6,33%	8,26%	10,34%	—	—
» мятого пара		5,14%	6,98%	8,86%	10,83%	12,82%	14,98%	—	—
Водоподогреватель смешения		3,84%	5,67%	7,53%	9,43%	11,44%	13,57%	15,67%	17,95%
» поверхностного типа		3,51%	5,08%	6,63%	8,16%	9,67%	11,17%	12,66%	14,15%

Приведенные данные показывают, что наивыгоднейшим с точки зрения сбережения топлива питательным прибором был бы инжектор, работающий без примеси свежего пара. Из существующих же агрегатов на первом месте стоит в отношении экономии топлива водоподогреватель типа смешения.

Однако, подводя итоги сравнительной оценки инжекторов мягкого пара (точнее — смешанного действия) и водоподогревателей, нельзя не согласиться с тем, что инжектор по своей компактности, малому весу, малой стоимости, отсутствию движущихся и быстро изнашиваемых (а потому требующих частого ремонта и смены) частей имеет неоспоримые эксплуатационные преимущества перед водоподогревателями не только поверхностного, но и смешительного типа.

Глава XVI

Расчет водоподогревателей

На черт. 173 представлена схема парового поверхностного подогревателя, в котором вода протекает по прямым трубкам, а пар циркулирует в цилиндрическом барабане подогревателя, омывая трубки снаружи, и в виде конденсата стекает на путь. Подогрев воды в аппаратах этого типа удается обычно довести до 90—100°, причем в целях наиболее полного использования тепловой энергии пара необходимо, чтобы он целиком конденсировался в подогревателе.

Количество тепла, которое должно быть сообщено в течение часа воде для подогрева ее от τ до ϑ °, выражается через

$$B_k (\vartheta - \tau) \text{ кал.} \quad (295)$$

Называя через: H_n — поверхность нагрева через теплопередачи; η — коэффициент использования тепла в подогревателе, показывающий, какая часть тепла, проходящего через поверхность нагрева подогревателя, передается воде (остальная часть $1 - \eta$ теряется на наружное охлаждение); t_e — температуру мягкого пара, составившем выражение для количества тепла, отдаваемого за тот же промежуток времени мягким паром воде:

$$H_n \cdot K_n \cdot \eta \left(t_e - \frac{\tau + \vartheta}{2} \right) \text{ кал.} \quad (296)$$

Выражения (295) и (296), как относящиеся к одному и тому же количеству тепла, соединяем знаком равенства и получаем уравнение, связывающее все факторы рабочего процесса парового подогревателя, в виде:

$$B_k (\vartheta - \tau) = H_n \cdot K_n \cdot \eta \left(t_e - \frac{\tau + \vartheta}{2} \right), \quad (297)$$

откуда

$$H_n = \frac{B_k}{\eta \cdot K_n} \cdot \frac{\vartheta - \tau}{t_e - \frac{\tau + \vartheta}{2}}. \quad (298)$$

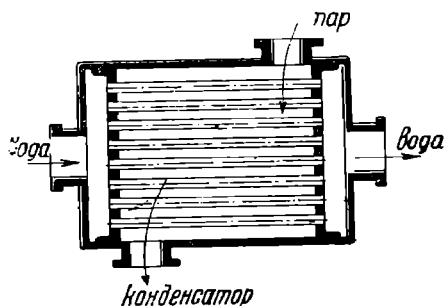
Примем:

$$\tau = 15^\circ; \vartheta = 100^\circ; t_e = 105^\circ; \eta = 0,9.$$

Величина коэффициента теплопередачи K_n была установлена специальными опытами бывш. Научно-технического комитета НКПС (1925 г.) под непосредственным руководством автора. Эта величина подчиняется следующему эмпирическому уравнению:

$$K_n = 200 + 1650 \cdot \omega_n^{0,7}, \quad (299)$$

где ω_n — средняя скорость протекания воды по трубкам, доходящая до 1,5 м/сек.



Черт. 173.

На черт. 174 представлено уравнение (299) в виде графика.

Тот факт, что величины коэффициентов теплопередачи получаются здесь во много десятков раз больше, чем в дымогарных трубах котла, не должен нас удивлять; он объясняется тем, что плотность воды, являющейся теплопередающим телом, значительно больше плотности газов. Дело в том, что по современным воззрениям на процесс передачи тепла он происходит благодаря трению молекул газа или воды о стенки, отделяющие горячее тело от холодного. Чем больше плотность теплопередающей среды, тем на более близких расстояниях друг от друга находятся молекулы ее, тем чаще и энергичнее происходят их взаимные столкновения и удары о стенки и тем энергичнее передается тепло.

Взяв для K_n цифру 1500 кал и подставляя в уравнение (298) величины τ , ϑ , t_e , η и K_n , получаем из него:

$$H_n = \frac{B_k}{750} \quad (300)$$

В том случае, если постановка подогревателя с поверхностью нагрева, определенной по формуле (300), оказывается невозможной по недостатку места или

по другим конструктивным соображениям, приходится задаться наибольшей возможной величиной H_n и по уравнению (298) подсчитать температуру достигаемого в этом случае подогрева.

Раскрывая в уравнении (297) скобки и производя перегруппировку членов, имеем:

$$\vartheta = \frac{2H_n \cdot K_n \cdot \eta \cdot t_e + 2B_k \cdot \tau - H_n \cdot K_n \cdot \eta \cdot \tau}{2B_k + H_n \cdot K_n \cdot \eta_n}$$

или, подставляя значения K_n , η , t_e и τ :

$$\vartheta = \frac{283500 H_n + 30B_k - 20230 \cdot H_n}{2B_k + 1350 \cdot H_n} \approx \frac{130000 \cdot H_n + 15B_k}{670 \cdot H_n + B_k} \quad (301)$$

Приведенная выше формула (298) для определения поверхности нагрева парового подогревателя является лишь первым грубым приближением и применима только в том случае, если $\vartheta \leq 70^\circ$, давая для более высоких температур подогрева ошибку, выражающуюся десятками процентов, а в некоторых случаях приводя и прямо к абсурдным результатам.

Действительно, вводя в формулу (297) кроме принятых выше частных значений величин $B_k = 10000$ кг, получаем:

$$H_n = \frac{\vartheta - 15}{13,163 - 0,0675 \cdot \vartheta};$$

отсюда видно, что только при

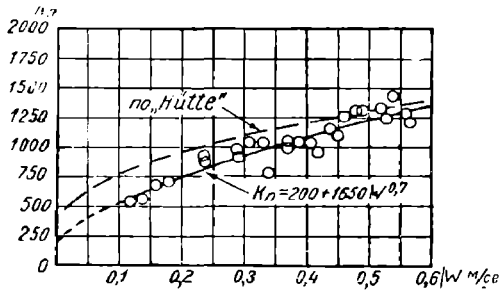
$$\vartheta = \frac{13,163}{0,0675} = 195^\circ$$

H_n обращается в бесконечность. Таким образом, выходит, как будто при помощи горячего тела с постоянной температурой 105° можно нагреть воду до 195° !?

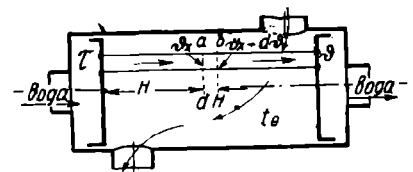
Приведенное обследование заставляет быть крайне осмотрительным при пользовании формулой (298), а еще лучше совсем от нее отказаться и найти более точный и правильный метод расчета.

Пусть вода протекает по трубкам парового подогревателя, как показано на схеме черт. 175.

Пар, имеющий постоянную температуру t_e , обтекает трубки снаружи. Двумя вертикальными плоскостями a и b выделим бесконечно малый элемент поверхности нагрева трубок — dH ; температуры воды в сечениях a и b будут ϑ_a и ϑ_b



Черт. 174.



Черт. 175.

$\vartheta_x + d\vartheta$. Если через подогреватель проходит в час B_k кг воды, то количество тепла, получаемого водой на выделенном бесконечно малом участке, выразится через:

$$dQ = B_k c_p [(\vartheta_x + d\vartheta) - \vartheta_x] = B_k c_p \cdot d\vartheta,$$

или, принимая теплоемкость воды равной единице:

$$dQ = B_k d\vartheta.$$

С другой стороны, то же количество тепла, как прошедшее через элемент поверхности dH , может быть выражено следующим образом:

$$dQ = \eta \cdot K_n \cdot dH (t_e - \vartheta_x).$$

Соединяя оба последние выражения знаком равенства, имеем:

$$B_k d\vartheta = \eta \cdot K_n \cdot dH \cdot (t_e - \vartheta_x).$$

Разделяя переменные и интегрируя, получаем:

$$\begin{aligned} \frac{d\vartheta}{t_e - \vartheta_x} &= \frac{\eta \cdot K_n}{B_k} dH; \\ \frac{\eta \cdot K_n}{B_k} \cdot H_n &= \ln \frac{t_e - \tau}{t_e - \vartheta}. \end{aligned} \quad (302)$$

Это выражение получено в предположении переменной температуры воды, а потому является вполне точным.

При $\vartheta = t_e$ формула (302) дает $H_n = \infty$, как и должно быть в действительности.

Таблица 68

B_k \ ϑ	40°	60°	80°	90°	100°
6 000	1,61	3,43	6,34	8,87	14,34
8 000	2,15	4,57	8,46	11,83	19,12
10 000	2,69	5,72	10,57	14,79	23,90
15 000	4,03	8,58	15,86	22,18	35,85
20 000	5,37	11,44	21,14	29,57	47,79
25 000	6,71	14,30	26,43	36,97	59,74
30 000	8,05	17,15	31,71	44,36	71,69

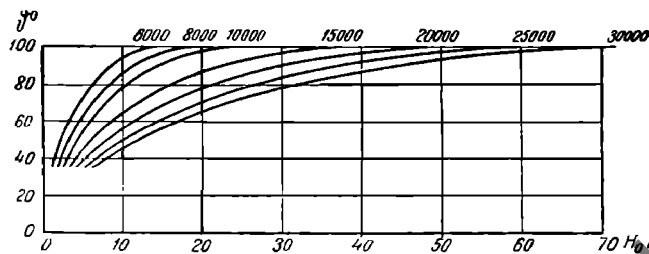
Полагая:

$$K_n = 1250; \eta = 0,97; t_e = 105^\circ \text{ и } \tau = 15^\circ,$$

имеем:

$$H_n = \frac{B_k}{1212} \ln \frac{90}{105 - \vartheta}. \quad (303)$$

По этому уравнению в табл. 68 подсчитаны значения H_n для разных ϑ и B_k .



Черт. 176.

По уравнению (303) на черт. 176 нанесены величины необходимой и достаточной поверхности нагрева для достижения заданной температуры и подогрева при различной часовой паропроизводительности.

Для иллюстрации степени точности приближенной формулы (298) в табл. 69 приведены значения H_n , вычисленные как по точной, так и по приближенной формулам при $V_k = 10\,000$ кг/час.

Таблица 69

ϑ	H_n в м ²		Расходо- ние в %	ϑ	H_n в м ²		Расходо- ние в %
	по точной формуле	по приближ. формуле			по точной формуле	по приближ. формуле	
15	0	0	0	90	13,23	10,58	20,0
30	1,35	1,35	0	100	21,34	13,25	38,0
60	5,12	4,94	3,5	105	∞	14,81	—
75	8,11	7,41	8,6				

Данные табл. 69 достаточно убедительны для того, чтобы совершенно отказаться от пользования формулой (298), так как паровые подогреватели проектируются всегда для $\vartheta = 90 - 100^\circ$.

В США и Англии распространены почти исключительно подогреватели смешения, в которых пар непосредственно смешивается с питательной водой в особой камере, откуда эта смесь и подается насосом в котел.

Главным преимуществом этого рода подогревателей является наличие сбережения не только топлива, но и воды. Кроме того поступление в камеру подогревателя перегретого пара (а это зачастую имеет место в перегретых паровозах) здесь даже желательнее, тогда как в подогревателях поверхностных вызывает резкое понижение теплового эффекта.

Что касается использования тепла отходящих газов для подогрева питательной воды, то рабочий процесс такого подогревателя ничем не отличается от рабочего процесса котла.

Поэтому и при расчете газового подогревателя сохраняют силу те же основные уравнения кривой тепла и теплопередачи, которыми мы пользовались при исследовании тепловой работы котла.

Обозначая через T температуру газов при входе в подогреватель, а через T' — температуру при выходе из подогревательных трубок, имеем:

$$V_k(\vartheta - \tau) = \eta [M(T - T') + N(T^2 - T'^2)]; \quad (304)$$

$$\left(M + 2N \frac{\tau + \vartheta}{2} \right) \ln \frac{T - \frac{\tau - \vartheta}{2}}{T' + \frac{\tau + \vartheta}{2}} + 2N(T - T') = KH_n. \quad (305)$$

Температура газов при входе в подогреватель при нормальном расположении такого может быть принята равной температуре газов при выходе из трубчатой части котла:

$$T = T_3.$$

Задаваясь температурой ϑ воды по выходе из подогревателя и величиной коэффициента теплопередачи от газов к воде, определяем из уравнения (304) величину T' , а затем из уравнения (305) — необходимую и достаточную величину газовой поверхности нагрева H_n .

Величина K будет в этом случае несколько выше, чем в дымогарных трубах котла, ввиду того, что диаметр подогревательных трубок берется обычно значительно меньше; это обстоятельство должно быть учтено при проектировании подогревателя. Обычно величина K колеблется в газовых подогревателях в пределах $30 - 50$ кал/м²·ч·1°, в зависимости от диаметра трубок и скорости протекания газов.

Ввиду значительно меньшей интенсивности теплопередачи в газовых подогревателях поверхность нагрева их получается весьма громоздкой: в соответствии с этим при проектировании таких подогревателей на паровозах прихо-

дится обычно задаваться наибольшей возможной величиной H_n и из уравнений (304) и (305) определять T' и ϑ .

Вместо этих вполне точных уравнений, справедливых при любых значениях температур T и T' , можно пользоваться более простыми приближенными уравнениями:

$$B_k(\vartheta - \tau) = \eta \cdot H_n K \left(\frac{T+T'}{2} - \frac{\vartheta+\tau}{2} \right); \quad (306)$$

$$B_k(\vartheta - \tau) = \eta \cdot (1 + L_e) B_h \cdot c \cdot (T - T'). \quad (307)$$

Здесь: B_h — часовой расход топлива в кг;

L_e — действительный расход воздуха в кг на сжигание под котлом топлива;

c — средняя теплоемкость газов в дымовой коробке, принимаемая равной 0,24.

Ввиду уже отмеченной нами громоздкости газового подогревателя на практике обычно применяют его совместно с паровым.

Питательная вода, засасываемая из тендера насосом, поступает сначала в паровой подогреватель, обслуживаемый мятым паром машины и воздушного насоса; поверхность нагрева этого подогревателя определяется из условия подогрева до $\vartheta = 100^\circ$ по формуле (298). Далее вода поступает в газовый подогреватель, поверхность нагрева которого определяется из эскизного проекта; конечная температура подогрева подсчитывается по формулам (304) и (305).

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Часть III

МАШИНА

Глава I

Баланс тепла в цилиндре паровой машины

В предыдущих главах мы подвергли подробному научному анализу тепловые процессы, происходящие в паровозном котле, пароперегревателе и подогревателе, и, следуя намеченной в I главе схеме постепенной трансформации энергии, дошли до того момента, когда приготовленный котлом пар, являющийся носителем этой энергии, в количестве

$$B_m \cdot (\lambda' - \vartheta) \text{ кал/час}$$

поступил в золотниковую коробку,

где: B_m — часовой расход пара на машину;
 $(\lambda' - \vartheta)$ — теплосодержание 1 кг пара в золотниковой коробке цилиндра высокого давления.

Теперь мы должны перейти к исследованию тепловой работы пара в цилиндрах паровой машины.

Уравнение теплового баланса в паровозной паровой машине, работающей без конденсации, может быть написано в следующем общем виде:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (308)$$

где: Q_0 — располагаемое тепло, вносимое свежим паром в цилиндр;
 Q_1 — тепло, перешедшее в полезную индикаторную работу;
 Q_2 — потеря тепла вследствие теплообмена между паром и стенками цилиндра;
 Q_3 — тепло, уносимое отходящим паром в конус;
 Q_4 — потеря тепла через обшивку цилиндра во внешнюю среду (наружное охлаждение);
 Q_5 — потеря вследствие утечек пара через неплотности золотниковых и поршневых колец и сальников.

Уравнение (308) указывает на полную аналогию схемы распределения тепла в котле и в машине. Потере через неплотности парораспределительных органов в машине соответствуют в котле потери от провала части топлива в поддувало и уноса его в несгоревшем виде в дымовую трубу; потере вследствие обмена тепла со стенками — неполное сгорание топлива; потере с отходящим паром — такая же потеря с уходящими из котла газами; наконец как там, так и здесь часть тепла теряется наружу через внешнюю обшивку котла или парового цилиндра; остающееся тепло переходит в полезную работу.

Так как количество пара, пропускаемого золотниками и поршнями, зависит не столько от типа машины и свойств рабочего тела, сколько от степени исправности машины и ухода за ней, мы условимся в дальнейшем для получения величины, характеризующей термические достоинства машин как типа, считать располагаемым теплом величину:

$$Q'_0 = Q_0 - Q_5,$$

устраняя, таким образом, влияние на конечные результаты исследования такого случайного и непостоянного фактора, как величина Q_5 .

Величину Q_4 , которая при надлежащей изоляции цилиндров составляет доли процента, будем считать равной нулю.

Наконец, все величины Q , входящие в уравнение теплового баланса машины, удобнее всего относить не к часу работы, как мы делали это в котле, а к одному рабочему ходу поршня.

Величина Q_0 может быть представлена в виде произведения:

$$Q_0 = (\lambda' - \vartheta) \cdot u, \quad (309)$$

где: $(\lambda' - \vartheta)$ — теплосодержание пара в золотниковой коробке цилиндра;
 u — расход пара в кг на 1 ход поршня.

Величина λ' всегда несколько отличается от теплосодержания пара в котле. При работе насыщенным паром разница эта получается за счет изменения влажности пара при переходе через регуляторный золотник и паропроводящие трубы. При перегретом паре наблюдается падение температуры при переходе его из второй камеры коллектора в золотниковую коробку. Для летнего времени величина этого падения может быть принята в среднем около $10-15^\circ$, несколько увеличиваясь с уменьшением форсировки; зимою — почти вдвое больше. Ввиду сказанного вполне очевидно, что при научно поставленных опытах необходимо определять величину λ' по непосредственным наблюдениям степени влажности или температуры пара в золотниковой коробке.

Величина u определится из равенства:

$$B_m = u \cdot n,$$

где

$$B_m = \frac{(A_0 - A_1 - \Sigma a - \Sigma b) + (h_0 - h_1)}{t_x},$$

а n — число ходов поршня в течение часа:

$$n = \frac{V \cdot 1000}{\pi D} \cdot \chi,$$

если: V — скорость поезда в км/час;

D — диаметр движущих колес в м;

χ — число тактов (ходов поршней) цилиндров высокого давления в течение полного оборота движущих колес.

При точных опытах n всегда измеряется счетчиком числа оборотов.

Полезное тепло, т. е. перешедшее в полезную индикаторную работу, равно:

$$Q_1 = A \cdot L_i,$$

где: L_i — индикаторная работа пара в цилиндре за 1 ход поршня, выраженная в кгм;

A — тепловой эквивалент работы (величина, обратная механическому эквиваленту тепла), равный $\frac{1}{427}$.

Если через p_i (кг/см²) назовем величину среднего индикаторного давления в цилиндре, вполне определяемую очертанием индикаторной диаграммы, а через d — диаметр цилиндра в м, то среднее усилие на поршень будет:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p_i \cdot 10\,000 \text{ кг},$$

а работа этой силы за 1 ход поршня:

$$L_i = P \cdot h = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot h \cdot p_i \cdot 10\,000 = V_u p_i \cdot 10\,000 \text{ кгм},$$

где: h — ход поршня в м,

V_u — объем цилиндра в м³.

Таким образом,

$$Q_1 = A V_u p_i \cdot 10\,000 \text{ кал}. \quad (310)$$

Если мы имеем дело с машиной компаунд, то, называя объемы цилиндров высокого и низкого давления через V'_u и V''_u , а средние индикаторные давления в них через p'_i и p''_i , имеем аналогично:

$$Q_1 = A (V'_u \cdot p'_i + V''_u \cdot p''_i) 10000 \text{ кал.} \quad (311)$$

Сопоставляя между собой выражения (309) и (310), получаем выражение индикаторного коэффициента полезного действия паровой машины:

$$\eta_m = \frac{A \cdot \Sigma V_u p_i \cdot 10000}{u \lambda'} = 23,42 \frac{\Sigma (V_u \cdot p_i)}{u \lambda'}. \quad (312)$$

Между величиной среднего индикаторного давления и индикаторной силой тяги F_i существует соотношение, определяемое выражением равенства работ силы давления пара на поршень и силы тяги:

$$F_i \pi D = \Sigma \left(\frac{\pi}{4} d^2 h p_i \right) 10000 \%,$$

откуда

$$\Sigma V_u p_i = \frac{\pi D F_i}{10000 \lambda'},$$

и выражение для η_m получает следующий вид:

$$\eta_m = \frac{23,42 \pi}{10000} \cdot \frac{D F_i}{\lambda' \cdot u \cdot \lambda'} = 0,00735 \cdot \frac{D F_i}{\lambda' \cdot u \cdot \lambda'}.$$

Степень совершенства паровой машины принято иногда характеризовать не коэффициентом полезного действия, а величиной расхода пара на индикаторную лошадиную силу, т. е. величиной:

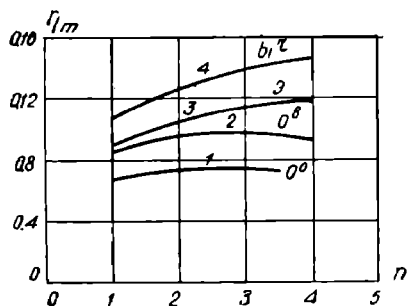
$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{u \cdot \pi D}{F_i \cdot V} = 86000 \frac{u \lambda'}{D \cdot F}.$$

Подставляя величину $\frac{u \lambda'}{D F_i}$ в предыдущее выражение для η_m , получаем:

$$\eta_m = \frac{0,00735 \cdot 86000}{\frac{B_m}{N_i} \cdot \lambda'} = \frac{632}{\lambda'} \frac{1}{\frac{B_m}{N_i}} \quad (313)$$

Полученное выражение показывает, что величина $\frac{B_m}{N_i}$ характеризует степень совершенства машины лишь в том случае, если $\lambda' = \text{const}$, что близко к истине для машин, работающих насыщенным паром, где паросодержание, а следовательно и λ' (при данном котловом давлении) почти не меняются. Что же касается перегретых паровозов, то здесь λ' меняется в весьма широких пределах в зависимости от степени перегрева, а потому гораздо правильнее принимать в качестве мерила совершенства машины величину η_m .

На черт. 177 приведены примерные кривые изменения величины термического коэффициента полезного действия паровозных паровых машин при наивыгоднейшем их регулировании. Кривые 1 и 2 — для паровозов, работающих насыщенным паром, 3 и 4 — для перегретых паровозов со средним (до 300° в золотниковой



Черт. 177.

коробке) и высоким (360°) перегревом; кроме того кривые 1 и 3 относятся к машинам простого действия, а 2 и 4 — к машинам компаунд.

Таким образом, наибольшая величина термического коэффициента, достигнутая в современных паровозах, не превосходит 14 — 15%, соответственно

чему расход пара на индикаторную паровую лошадиную силу доходит до 6 кг.

В целях сопоставления достигнутых в паровозах величин η_m считаем излишним привести наиболее характерные цифры коэффициента полезного действия для лучших современных стационарных паровых машин с охлаждением и паровыми рубашками:

лучшие машины компаунд	$\eta_m = 0,14-0,16$
„ трехкратного расширения	$\eta_m = 0,17-0,19$
„ компаунд при высоком перегреве .	$\eta_m = \text{до } 0,21$

Глава II

Утечки пара через неплотности парораспределительных органов и метод их определения

Потери пара вследствие утечки его через неплотности парораспределительных органов при золотниковом парораспределении, почти исключительно применяемом на паровозах, достигают весьма значительной величины и игнорируемы ни в коем случае быть не могут.

Пусть мы имеем случай перетекания пара из камеры высокого давления p_1 в камеру с более низким давлением p_2 через отверстие или щель. Если отношение $\frac{p_2}{p_1}$ меньше некоторого критического коэффициента β , величина которого для пара может быть принята равной 0,6—0,7, то количество пара, перетекающего в единицу времени, может быть выражено формулой Непира:

$$u_v = A' \sqrt{\frac{p_2}{p_1} (p_1 - p_2)}. \quad (314)$$

В нашем случае p_1 — давление в золотниковой коробке, которое всегда больше 10 кг/см²; давление p_2 в случае утечки через золотник непосредственно в конус равно от 1,0 до 1,6 кг/см². Поэтому $\frac{p_2}{p_1}$ всегда меньше 0,6, и формула Непира к рассматриваемому случаю вполне применима. Замечая кроме того, что в современных паровозах p_1 изменяется в пределах 13—17 ат, а p_2 для нормальных условий работы не выходит из пределов 1,1—1,3 ат, можно считать отношение $\frac{p_2}{p_1}$ приблизительно постоянным. Это дает возможность отнести множитель $\frac{p_2}{p_1}$ к составу постоянного коэффициента, что значительно упрощает формулу истечения.

Итак, для случая утечки из золотниковой коробки в конус имеем:

$$u_v = A \sqrt{p_1 - p_2}. \quad (315)$$

Принимая, далее, во внимание, что непосредственная утечка в конус имеет место в течение 75—85% всего рабочего времени и превалирует над утечкой при переменном давлении в камере вытекания, а также считаясь с отсутствием специальных наблюдений над утечкой через узкие щели, вполне допустимо распространят приведенную упрощенную формулу на случай утечки в течение всего хода поршня.

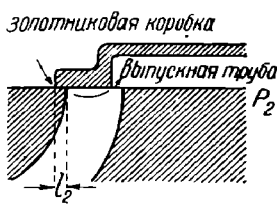
Кроме того при утечке через золотник имеется еще один переменный фактор, безусловно влияющий на величину этой утечки, — это „длина перетекания“.

Так, в случае, представленном на черт. 178, величина утечки в единицу времени будет, несомненно, меньше, чем при положении золотника по черт. 179, при одних и тех же давлениях p_1 и p_2 . Объясняется это большей в первом случае длиной перекрыши $l_1 > l_2$, благодаря чему давление просачивающегося пара падает сильнее. Кроме того, как бы ни были тщательны обработка и притирка трущихся поверхностей золотника и зеркала, они в разрезе представляют всегда ряд чередующихся выступов и впадин, представленных в утрированном

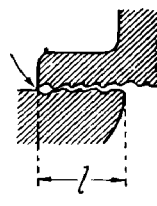
виде на черт. 180; при этом образуется ряд последовательных расширений и сужений, при переходе которых пар мнется вследствие внезапного изменения сечений. Чем больше размер l , названный нами длиной перетекания, тем, очевидно, больше будет число таких расширений и сужений, а следовательно и мятие пара. Чем больше мятие пара, тем теснее сближаются пределы давлений, разность которых и обуславливает в конечном итоге величину утечки. Новейшие опыты над протеканием пара через узкие щели вполне подтвердили правильность высказанных соображений и показали, что в большинстве случаев утечку можно считать при прочих равных условиях приблизительно обратно пропорциональной длине перетекания.



Черт. 178.



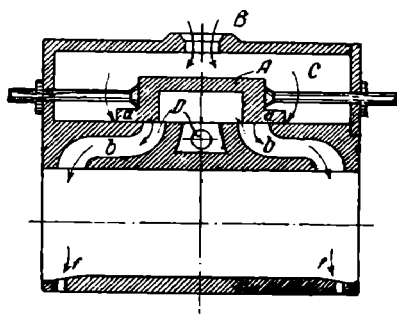
Черт. 179.



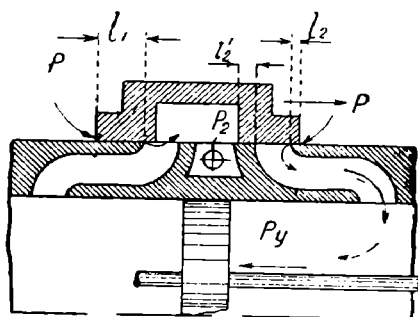
Черт. 180.

Для определения коэффициента A , входящего в формулу (315), обычно пользуются эмпирическими данными, причем такой специальный опыт необходимо производить с той самой машиной, исследование работы которой предполагается в дальнейшем произвести. Необходимость эта обуславливается главным образом тем, что величина утечки зависит, помимо перечисленных, еще от целого ряда других, чисто индивидуальных факторов, как-то: состояние и степень обработки и притирки трущихся поверхностей, смазка их, общий уход за машиной и т. п.

В паровозах обстановка такого опыта следующая. При подтянутом к центру кулиском камне золотник A устанавливают в среднее положение (черт. 181); затем паровоз затормаживают, под колеса подкладывают башмаки, после чего



Черт. 181.



Черт. 182.

открывают регулятор, и свежий пар из котла устремляется по трубе B в золотниковую коробку C . Если в котле и паропроводе устранены все посторонние утечки, что вполне достижимо, то расход пара, измеряемый понижением уровня воды в водомерном стекле, вызывается в указанных условиях исключительно утечкой через наружные полы a золотников, перекрывающих окна b на величину перекрыши выпуска e ; просачивающийся в цилиндры пар или утекает целиком через продувальные краны f , или же в случае показанной на чертеже отрицательной перекрыши выпуска частью уносится через выпускную трубу D в конус. Для поддержания давления поступающего в золотниковые коробки пара постоянным, во все время опыта в сифон опытного паровоза пускается пар с другого паровоза. Величины утечек, определенные указанным способом для целого ряда паровозов различных серий, колеблются от 2 до 15 кг/мин на каждый золотник.

Если опыт на стоянке продолжается τ_0 сек. при разности давлений в котле и конусе Δp кг/см², и перекрыша впуска, играющая в этом случае роль длины перетекания, была равна e мм, причем величина утечки определена в размере $(u_y)_0$ кг, то мы имеем:

$$(u_y)_0 = \frac{A\tau_0}{e} \sqrt{\Delta p},$$

откуда

$$A = \frac{(u_y)_0 \cdot e}{\tau_0 \sqrt{\Delta p}}.$$

Для любых других условий, характеризуемых факторами τ , l , p_1 и p_2 , находим:

$$u_y = \frac{A\tau}{l} \cdot \sqrt{p_1 - p_2} = \frac{(u_y)_0 e}{\tau_0 \sqrt{\Delta p}} \cdot l \sqrt{p_1 - p_2} = \frac{(u_y)_0}{\tau_0} \cdot \frac{e}{l} \cdot \tau \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}}. \quad (316)$$

Наконец в самом общем случае, когда просачивание пара происходит одновременно как через правую, так и через левую полу золотника, но при различных в обоих случаях условиях, необходимо составить два отдельных выражения для утечек, сумма которых и даст искомую полную потерю.

Рассмотрим например случай, представленный на черт. 182, где через левый канал происходит выпуск пара в атмосферу, а по правую сторону поршня пар расширяется, имея в рассматриваемый момент давление p_y .

За некоторый короткий промежуток времени τ через левую полу золотника, перекрывающую окно на величину l_1 мм, просочится и утечет в атмосферу количество пара:

$$u'_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e}{l_1} \tau \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}}; \quad (317)$$

в то же время через правую полу перетечет в цилиндр:

$$u''_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e}{l_2} \tau \sqrt{\frac{p_1 - p_y}{\Delta p}}, \quad (318)$$

а u'''_y утечет из него в атмосферу:

$$u'''_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e}{l_2'} \tau \sqrt{\frac{p_y - p_2}{\Delta p}}. \quad (319)$$

Полная утечка в атмосферу за рассматриваемый промежуток времени будет:

$$\begin{aligned} u_y &= \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e}{l_1} \tau \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}} + \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e}{l_2'} \tau \sqrt{\frac{p_y - p_2}{\Delta p}} = \\ &= \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e \tau}{\sqrt{\Delta p}} \left(\frac{\sqrt{p_1 - p_2}}{l_1} + \frac{\sqrt{p_y - p_2}}{l_2'} \right). \end{aligned} \quad (320)$$

При рассмотрении действительных условий просачивания пара во время работы паровоза, т. е. при движущемся золотнике, величины p_1 и p_2 будут постоянными, а величины p_y , l_1 , l_2 и l_2' — переменными.

При подсчете суммарной утечки пара через неплотности золотниковых колец необходимо разбить время полного оборота движущих колес на отдельные периоды, соответствующие характерным фазам работы пара в цилиндре: впуску, расширению, выпуску и сжатию. Для подсчета продолжительности каждого из этих периодов удобнее всего воспользоваться графическим методом, применяемым в теории тяговых расчетов для определения времени хода поезда. Сущность этого метода заключается в следующем.

Пусть изменение скорости движения тела в плоскости изображается в функции от пройденного пути кривой

$$w = f(S),$$

представленной на черт. 183. Разбивая эту кривую вертикальными ординатами на ряд последовательных участков, предполагаем скорость в пределах каждого участка постоянной и равной соответственному среднему ее значению: $(Ow'$

$O\omega'', O\omega'''$). Откладываем затем от точки B влево по оси абсцисс отрезок BC , равный n мм; из начала координат проводим $OD \perp AC$ (A —средина отрезка $1B$) до пересечения с конечной ординатой участка $1BD$.

Из подобия треугольников ABC и BDO имеем:

$$BD = \frac{BC \cdot OB}{AB};$$

замечая, что

$$OB = S' \cdot a,$$

где a — масштаб пройденного пути,

$$AB = \omega \cdot m,$$

где m — масштаб скоростей, — перепишем предыдущее соотношение так:

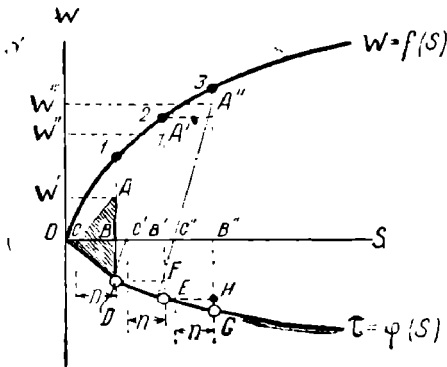
$$BD = n \cdot \frac{S'}{\omega} \quad \frac{a}{m} = \frac{a}{m} \cdot n \cdot \tau_1,$$

где $\tau_1 = \frac{S'}{\omega}$ есть, очевидно, время пробега телом участка OB .

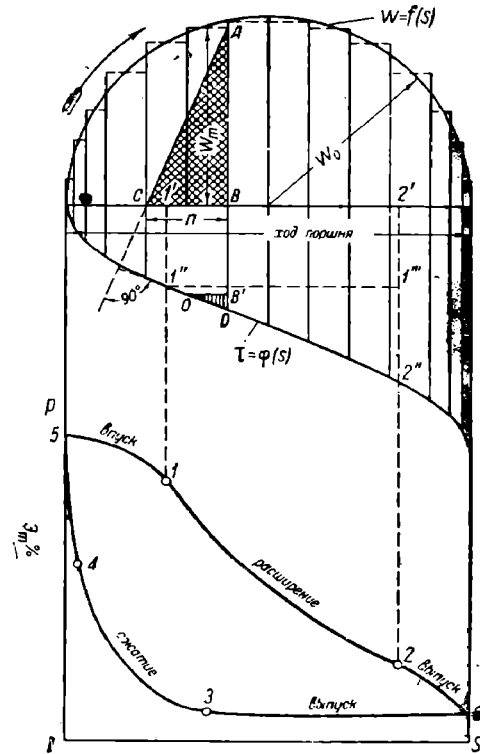
Совершенно так же выводим из подобия треугольников $A'B'C'$ и DEF , что время пробега участка BB' выражается отрезком EF , время пробега участка $B'B''$ дает отрезок GH и т. д.; словом, ломаная $ODEG$ представляет огибающую кривую накопления времени хода; при этом масштаб времени при постоянном для всех последовательных участков n равен:

$$1 \text{ сек.} = \gamma = \left(\frac{a \cdot n}{m} \right) \text{ мм.}$$

Переходя теперь к частному случаю движения поршня паровой машины, мы легко убеждаемся в том, что закон изменения скорости поршня (при равномерном вращении кривошипа и беско-



Черт. 183.



Черт. 184.

нечно длинном шатуне) изображается с достаточным для фактических целей приближением в пределах каждого полного хода полуокружностью, радиус которой равен скорости пальца кривошипа, а эта последняя величина может быть выражена через радиус кривошипа r , равный половине хода поршня h , и число оборотов колес в минуту n следующим образом:

$$\omega = 2\pi \cdot r \cdot n = \pi \cdot h \cdot n.$$

После всего сказанного кривая времени построится без всяких затруднений (черт. 184). На черт. 184 $\triangle ABC$ соответствует одноименному треугольнику на черт. 183; $\triangle B'DO$ соответствует $\triangle BDO$. Теперь и продолжительность

откуда

$$A'' = \frac{(u_y)''_0}{\tau_0 \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0 (p_1 - p_2)_0}},$$

где τ_0 — продолжительность опыта.

Теперь для любого участка индикаторной диаграммы, например части EF (черт. 185) линии расширения, находим:

$$(u_y)''_{EF} = A'' \tau \sqrt{\frac{p_2}{p_1} (p_1 - p_2)} = \frac{(u_y)''_0}{\tau_0} \cdot \tau \sqrt{\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_1 - p_2}{(p_1)_0}}. \quad (321)$$

Что же касается длины перетекания, то таковая при движении поршня все время остается постоянной, почему и не входит в формулу (321).

Наконец утечка пара через сальники есть явление, которое легко заметить и устранить, почему в здоровом паровозе эта величина не должна приниматься во внимание.

Глава III

Пример определения утечек пара. Средние значения величины утечки

В виде примера конкретного применения изложенного метода приведем расчет утечек пара через золотник для опытной поездки с пассажирским паровозом серии Н^п, имеющим диаметр ведущих колес $D = 1,675$ м, диаметр цилиндров $0,54$ м, ход поршня $0,65$ м.

Основные данные поездки: открытие регулятора полное ($\rho = 1$); степень наполнения цилиндров паром (отсечка) $\varepsilon = 0,22$; скорость хода $V = 20$ км/час; давление пара в золотниковой коробке (абс.) $p' = 13$ кг/см². Средняя индикаторная диаграмма приведена на черт. 186.

Скорость пальца кривошипа:

$$\omega = \frac{20 \cdot 1000 \cdot 0,65}{3600 \cdot 1,675} = 2,16 \text{ м/сек};$$

отсюда масштаб кривой скоростей на верхней половине черт. 184:

$$1 \text{ м/сек} = m = \frac{25}{2,16} = 11,57 \text{ мм};$$

масштаб путей, проходимых поршнем:

$$1 \text{ м} = a = \frac{50}{0,65} = 76,9 \text{ мм}.$$

При опыте на стоянке утечка через каждый золотник определилась в 10 кг/мин при давлении в золотниковой коробке 13 кг/см² и длине перетекания $l = 34$ мм. Утечка через поршень и сальники отсутствовала.

1. Период впуска (4—1)

Эскиз цилиндрического золотника с внутренним впуском пара приведен на черт. 187. Впуск пара происходит в левую полость цилиндра; давление в выпускной камере: $p_0 = 1,2$ кг/см².

Утечка пара из внутренней полости между золотниковыми дисками будет происходить непосредственно в паровосходящую трубу. При этом для левого

диска имеем ширину диска (точнее — расстояние между крайними гранями золотниковых колец):

$$b = e + a_0 + i,$$

где: a_0 — ширина паровпускного окна;
 e и i — перекрыши впуска и выпуска.

В момент начала впуска (черт. 188) длина перетекания равна:

$$l'_1 = b - a_0 = (e + a_0 + i) - a_0 = e + i.$$

При крайнем левом положении золотника, когда окно открыто на некоторую величину $a = 6,5$ мм, длина перетекания достигает наибольшей величины:

$$l'' = l'_1 + a = e + i + a.$$

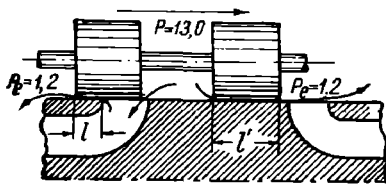
Далее, при обратном ходе золотника длина перетекания l уменьшается, и в момент закрытия окна будет снова равна $e + i$; таким образом, средняя за весь период впуска длина перетекания будет:

$$l_{4-1} = \frac{(e + i) + (e + i + a)}{2} = e + i + \frac{a}{2}.$$

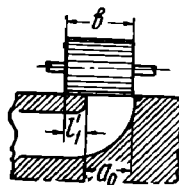
Согласно уравнению (320) имеем:

$$(u_y)_{4-1}^{лев} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot \tau_{4-1} \sqrt{\frac{p' - p_e}{13 - 1}} \cdot \frac{e}{e + i + \frac{a}{2}}. \quad (322)$$

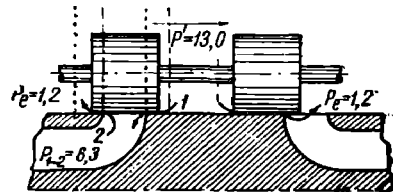
Переходя к рассмотрению утечки пара через правый диск, имеем: в момент начала впуска в левую полость цилиндра золотник оказывается сдвинутым влево на среднее свое положение на величину e , а раз это так, значит



Черт. 187.



Черт. 188.



Черт. 189.

в начальный момент рассматриваемой нами фазы правый золотниковый диск перекрывает с внутренней стороны окно на величину $2e$, которая является для него длиной перетекания; затем, когда золотник передвинется влево на величину a , длина перетекания возрастет до

$$2e + a,$$

а к концу рассматриваемой фазы, т. е. к моменту отсечки, вновь уменьшится до размера $2e$. Таким образом, средняя величина перетекания для правого диска:

$$l'_{4-1} = \frac{2e + (2e + a)}{2} = 2e + \frac{a}{2},$$

а соответствующая утечка:

$$(u_y)_{4-1}^{прав} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot \tau_{4-1} \sqrt{\frac{p' - p_e}{13 - 1}} \cdot \frac{e}{2e + \frac{a}{2}}. \quad (323)$$

Суммируя выражения (322) и (323), находим полную величину утечки в период впуска:

$$(u_y)_{4-1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot \tau_{4-1} \sqrt{\frac{p' - p_e}{12}} \cdot \left(\frac{e}{e + i + \frac{a}{2}} + \frac{e}{2e + \frac{a}{2}} \right). \quad (324)$$

Подставляя: $\tau_{4-1} = 0,154$ сек., $p' = 13,0$, $p_e = 1,2$, $e = 34$ мм, $i = -2$ мм и $a = 6,5$ мм, имеем:

$$(u_y)_{4-1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,154 \sqrt{\frac{11,8}{12} \left(\frac{34}{33,25} + \frac{34}{71,25} \right)} = 0,0185 \text{ кг.}$$

II. Период расширения (1—2)

Через внутреннюю кромку левого диска пар перетекает по стрелке 1 (черт. 189) из золотниковой коробки в левую рабочую полость цилиндра, где происходит расширение; через наружную же кромку пар из цилиндра утекает по стрелке 2 в конус. Положения золотниковых дисков в начальный и конечный моменты рассматриваемой фазы показаны на черт. 189 пунктиром из одних точек и из чередующихся тире и точек. Для перетекания из золотниковой коробки в цилиндр длина перетекания, равная вначале нулю, достигает к концу периода величины $e + i$, будучи в среднем равна $\frac{e+i}{2}$; при утечке же из цилиндра 1 меняется от $e + i$ до 0, т. е. средняя ее величина также равна $\frac{e+i}{2}$.

Количество пара, притекающего в цилиндр:

$$(u_y)_{1-2}^{лев'} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot \tau_{1-2} \sqrt{\frac{p' - p_{1-2}}{12}} \cdot \frac{2e}{e+i}$$

а утечка в трубу составляет:

$$(u_y)_{1-2}^{лев''} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot \tau_{1-2} \sqrt{\frac{p_{1-2} - p_e}{12}} \cdot \frac{2e}{e+i}$$

Подставляя $\tau_{1-2} = 0,157$ сек., $p_{1-2} = 6,3$ кг/см^{2*}, $p_e = 1,2$ кг/см², $e = 34$ мм, $i = -2$ мм, находим:

$$(u_y)_{1-2}^{лев'} = 0,0210 \text{ кг;} \quad (325)$$

$$(u_y)_{1-2}^{лев''} = 0,0182 \text{ кг.} \quad (326)$$

Через правый диск пар все время утекает непосредственно в конус, так как в течение всего рассматриваемого периода левое окно остается сообщенным с паропроисходящей трубой. В начальный момент (момент отсечки) $l = 2e$; к концу же периода уменьшается до $2e - (e + i) = e - i$, будучи в среднем равна:

$$\frac{2e + (e - i)}{2} = \frac{3e - i}{2} = \frac{3 \cdot 34 + 2}{2} = 52 \text{ мм,}$$

величина утечки:

$$(u_y)_{1-2}^{прав} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,157 \sqrt{\frac{13,0 - 1,2}{12}} \cdot \frac{34}{52} = 0,0086 \text{ кг.} \quad (327)$$

III. Предварение выпуска (2—6)

Ввиду того что определение утечек пара мы начали не с момента нахождения поршня в левом мертвом положении, а несколько ранее — с момента начала впуска, — закончить наши подсчеты мы должны в симметричный момент начала впуска в правую полость, когда поршнем будет пройден путь h , равный 0,65 м. Иными словами, нам остается подсчитать утечки на участке 2—4'' индикаторной диаграммы (черт. 186).

В течение всего рассматриваемого периода левое окно остается сообщенным с атмосферой, и через левый диск золотника пар будет утекать прямо в конус.

* Найдено планиметрированием части индикаторной диаграммы, соответствующей периоду расширения.

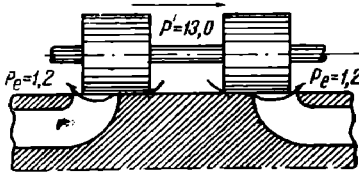
В начальный момент $l = e + i$; в конечный момент, соответствующий началу впуска пара в правую полость цилиндра, золотник должен быть сдвинутым из среднего своего положения влево на величину перекрыши впуска e ; при этом длина перетекания для внутренней кромки левого диска будет, очевидно, равна $2e$. Среднее же за весь период значение l равно:

$$\frac{(e + i) + 2e}{2} = \frac{3e + i}{2} = \frac{3 \cdot 34 - 2}{2} = 50 \text{ мм};$$

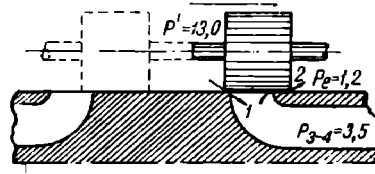
утечка:

$$(u_y)_{2-4''}^{лев} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,162 \sqrt{\frac{13,0 - 1,2}{12}} \cdot \frac{34}{50} = 0,0092 \text{ кг}. \quad (328)$$

Что касается утечек пара через правый диск, то в начале рассматриваемой фазы правое выпускное окно остается еще открытым благодаря отрицательной перекрыше выпуска. Действительно, в момент начала выпуска из левой полости цилиндра золотник должен быть сдвинут вправо из среднего своего положения на величину $i = -2 \text{ мм}$, что соответствует действительному сдвигу влево на 2 мм ; при этом правое выпускное окно, которое при среднем положении золотника уже было открыто на величину $-i = 2 \text{ мм}$, теперь окажется открытым на $-2i = 4 \text{ мм}$. При последующем движении золотника вправо окно перекроется, и в дальнейшем будет иметь место перете-



Черт. 190.



Черт. 191.

кание пара через внутреннюю полу золотникового диска в цилиндре, где в этот момент происходят сжатие пара и одновременная утечка из цилиндра в конус через внешнюю кромку диска. Таким образом, с точки зрения явления утечки рассматриваемый период резко распадается на две фазы: $2-3''$ (черт. 186) и $3''-4''$. Схемы утечки в течение этих фаз представлены на правых половинах черт. 190 и 191. Продолжительность первой части периода равна $0,019 \text{ сек.}$, а длина перетекания меняется в пределах от $e + i$ до $e - i$, оставаясь равной в среднем $e \text{ мм}$.

Утечка в трубу составляет:

$$(u_y)_{2-3''}^{прав} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,019 \sqrt{\frac{13,0 - 1,2}{12}} \cdot \frac{34}{34} = 0,0016 \text{ кг}. \quad (329)$$

Во вторую часть периода продолжительностью

$$\tau_{3''-4''} = 0,162 - 0,019 = 0,143 \text{ сек.}$$

длина перетекания меняется для внутренней кромки диска, через которую происходит перетекание в цилиндр, от $e + i$ до 0 , т. е. в среднем $\frac{e + i}{2} = 16 \text{ мм}$, для внешней же кромки — от 0 до $e + i$, или в среднем $\frac{e + i}{2} = 16 \text{ мм}$.

Среднее давление в правой полости цилиндра в период $3''-4''$ (черт. 186) оказывается равным $3,5 \text{ кг/см}^2$:

$$(u_y)_{3''-4''}^{прав'} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,143 \sqrt{\frac{13,0 - 3,5}{12}} \cdot \frac{34}{16} = 0,0226 \text{ кг}; \quad (330)$$

$$(u_y)_{3''-4''}^{прав''} = \frac{1}{2} \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,143 \sqrt{\frac{3,5 - 1,2}{12}} \cdot \frac{34}{16} = 0,0111 \text{ кг}. \quad (331)$$

Период действия пара	Утечка в трубу из золотниковой коробки	Перетекание в цилиндр из золотниковой коробки	Утечка из цилиндра в трубу
Впуск (4-1)	0,0185	—	—
Расширение (1-2)	0,0086	0,0210	0,0182
Выпуск (2-4'')	0,0108	0,0226	0,0111
Итого	0,0379	—	0,0293

Полная утечка в трубу 0,0672 кг.

Утечка же за один полный оборот, включающий четыре рабочих хода поршня (при двухцилиндровой машине простого действия), составит:

$$4 \cdot 0,0672 = 0,2688 \text{ кг.}$$

Интересно сопоставить эту цифру с величиной утечки на стоянке.

Путь, проходимый паровозом в 1 мин. при $V = 20 \text{ км/час}$:

$$S = \frac{V \cdot 1000}{60} \text{ м,}$$

откуда продолжительность одного полного оборота колес:

$$\tau = \frac{\pi D}{\frac{V \cdot 1000}{60}} = \frac{\pi \cdot 1,675 \cdot 60}{20 \cdot 1000} = 0,0158;$$

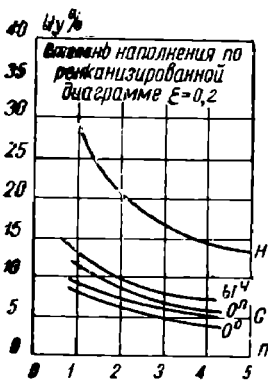
утечка пара через золотники на стоянке составила бы за это время:

$$20 \cdot 0,0158 = 0,316 \text{ кг,}$$

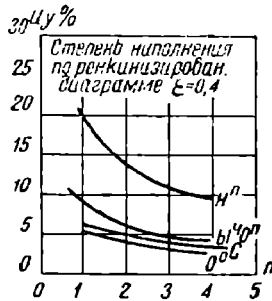
т. е. на 17% больше, чем в ходу.

Подсчеты, подобные предыдущему и произведенные для разных скоростей хода и степеней наполнения, показывают, что потеря вследствие утечки пара резко возрастает с уменьшением скорости хода, т. е. числа оборотов машины.

Изменение величины u_y (выраженной в процентах от полного расхода пара) происходит для всех паровозов приблизительно обратно пропорционально корню квадратному из числа оборотов машины.



Черт. 192.



Черт. 193.

По абсолютной своей величине утечка в данной машине не зависит от степени наполнения, в процентном же отношении к полному расходу пара она убывает с увеличением отсечки.

На черт. 192 и 193 приведены для разных паровозов величины утечки в процентах в функции от числа оборотов движущих колес в секунду для степени наполнения в 20 и 40%.

Диаграммы показывают, что при достаточно внимательном уходе за машиной потери этого рода могут быть доведены до 4—8%.

В машинах компаунд утечки, вообще говоря, приносят значительно меньший вред, что объясняется следующими соображениями. В цилиндре высокого давления утекающий пар попадает не в конус, а в ресиверную трубу и оттуда в цилиндр низкого давления, где совершает еще

некоторую работу. Явление это может быть уподоблено следующей гидравлической схеме. В обыкновенном наливном водяном колесе (черт. 194) часть воды утекает из верхнего ковша a , находящегося на уровне h от некоторого условного горизонта; на высоте h_1 эта утечка восполняется обратно ковшом b . Если вес утекающей воды будет g кг, то уменьшение потенциальной энергии рабочего тела выразится формулой:

$$\Delta u = g(h - h_1),$$

т. е. энергия утекающей воды теряется лишь частично.

Таким образом, утечка пара из цилиндра высокого давления является лишь частичной потерей.

Утечка же через золотник цилиндра низкого давления хотя и является полной потерей, но здесь она проявляется обычно в более слабой степени благодаря меньшей разности давлений пара в золотниковой коробке и выпускной трубе, чем в машинах простого действия.

Повседневные наблюдения показывают, что в перегревных машинах утечки достигают обычно больших размеров, и с ними труднее бороться вследствие большой текучести перегретого пара.

Закон изменения потерь вследствие утечек пара может быть в общем виде выражен формулой:

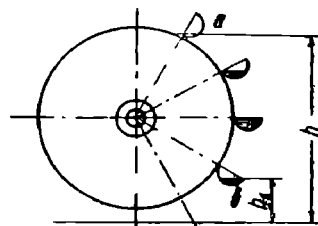
$$u_y \% = \frac{A}{(a + b\varepsilon)\sqrt{n}}, \quad (332)$$

где: ε — степень наполнения (по ренкинзированной диаграмме);

n — число оборотов;

a и b — постоянные коэффициенты;

A — коэффициент, зависящий от типа и конструкции машины, свойств пара, степени исправности машины и ухода за ней.



Черт. 194.

Глава IV

Общие соображения о тепловых явлениях в цилиндре действительной машины

Та группа тепловых потерь, которая обуславливается теплообменом между паром и металлическими поверхностями цилиндра и поршня и которую мы обозначали выше символом Q_2 , — не так давно (60 лет назад) совершенно игнорировалась, и весь так называемый „добавочный“ расход пара относился за счет утечек через золотники, поршни и сальники. Опыты Кларка впервые с очевидностью указали на наличие весьма значительных тепловых потерь при работе пара в цилиндрах действительной машины; последующие многочисленные исследования этого вопроса подтвердили тот факт, что означенные потери могут достигнуть весьма значительной цифры в 30—50% от располагаемого тепла.

Схема чрезвычайно сложных и многообразных тепловых процессов, сопутствующих работе пара в цилиндрах паровой машины, в самом общем ее виде заключается в следующем.

Впуск и выпуск пара в паровой машине обыкновенной конструкции происходят попеременно через одни и те же каналы. Притекающий из котла свежий пар встречается благодаря этому металлические стенки цилиндра и поршня, только что перед этим омывавшиеся отходящим паром низкого давления и сильно им охлажденные.

Вследствие этого сразу происходит интенсивное отнятие тепла от свежего пара, сопровождаемое при работе насыщенным паром частичной его конденсацией (причем стенки цилиндра и поршня покрываются мельчайшими каплями росы), в случае же перегретого пара — быстрым падением его температуры, которое при недостаточно высоком начальном перегреве может его целиком уничтожить и вызвать даже конденсацию.

Указанная отдача тепла стенкам продолжается в течение всего периода впуска, так как поршень при своем движении открывает все новые поверхности холодных стенок.

Как при насыщенном, так и при перегретом паре отдача тепла сопровождается уменьшением удельного объема пара; поэтому главным и непосредственным следствием указанного теплообмена является необходимость впускать в цилиндр значительно большее весовое количество пара, чем его потребовалось бы для заполнения данного объема при абсолютно теплонепроницаемых стенках. Чтобы работать с заданной степенью наполнения при насыщенном паре, котел должен доставлять добавочное количество пара, равное весу сконденсировавшейся в период впуска воды, которое сплошь и рядом доходит до 50% от полного расхода. При работе с перегревом величина этого добавочного расхода бывает обыкновенно значительно меньше благодаря отсутствию в цилиндре воды, являющейся, как увидим ниже, крайне вредным катализатором в процессе теплового взаимодействия между паром и металлом стенок.

После отсечки расширяющийся в цилиндре пар все еще продолжает отдавать тепло более холодным стенкам, хотя и в значительно более слабой степени, чем при впуске. Продолжается это до тех пор, пока температура пара, понижающаяся благодаря его расширению, не сделается наконец ниже температуры окружающих стенок. Этому кульминационному моменту соответствуют наибольшее процентное содержание воды при насыщенном паре и наименьшая степень перегрева при перегретом. Далее начинается уже обратный переход тепла от стенок к пару, продолжающийся до конца расширения.

Особенно же интенсивная обратная отдача тепла пару начинается в период предварения выпуска благодаря особенно резкому падению температуры пара. При этом сконденсировавшаяся ранее (в период впуска и первой части расширения) вода, покрывающая мельчайшими каплями росы стенки цилиндра и поршня, начинает испаряться за счет получаемого от стенок тепла, так как температура ее становится выше температуры насыщения, соответствующей неуклонно падающему давлению в цилиндре.

Если начальная конденсация в период впуска по тем или иным причинам не отличалась большой интенсивностью и количество выделенной из пара воды было невелико, то вся она может вновь испариться еще до окончания расширения; большей частью однако этого не бывает, и процесс испарения продолжается во время обратного хода поршня, соответствующего выталкиванию пара из цилиндра, причем при исключительно неблагоприятных условиях часть воды может остаться неиспаренной даже к моменту начала сжатия. Но в подавляющем большинстве случаев испарение к этому моменту все же заканчивается, так что с большой степенью вероятности можно считать пар в начале сжатия сухим насыщенным, как это и делается по предложению Гирна при подсчетах теплового процесса машин, работающих насыщенным паром.

Что касается периода сжатия, то, как известно, при начальном паросодержании смеси, большем 0,5, сжатие сопровождается осушкой пара. Но, с другой стороны, благодаря быстрому автоматическому повышению температуры сжимаемого пара она быстро становится выше температуры стенок, и влияние этих последних может вызвать частичную конденсацию.

Из рассмотренной схемы явления ясно, что теплообмен между паром и стенками всегда является источником потерь части располагаемого тепла, так как конденсация имеет место при высоком давлении пара (в период впуска), а обратное испарение — лишь в конце расширения, когда давление пара, а следовательно и его потенциальная энергия гораздо ниже. Что же касается того наиболее часто наблюдаемого случая, когда испарение (или в более общем случае отдача тепла пару) происходит в период впуска, то не трудно видеть, что эта запоздалая компенсация не приносит здесь никакой пользы, так как все возвращенное пару тепло уносится в конус, не производя никакой полезной работы.

Многочисленные наблюдения над явлением теплового взаимодействия между паром и стенками показывают, что особенно интенсивная отдача тепла стенкам в период впуска наблюдается при работе насыщенным паром. Дело

в том, что соприкосновение более холодного пара с сухими металлическими стенками в периоды расширения и выпуска вызывает сравнительно ничтожное охлаждение стенок, а следовательно и незначительную конденсацию (или понижение температуры пара) при последующем впуске, тогда как в присутствии воды, покрывающей металлические поверхности равномерным слоем мельчайших капель росы, процесс теплообмена протекает несравненно быстрее (вероятно вследствие более высокой теплоемкости воды), а следовательно и отрицательное влияние стенок при впуске свежего пара больше.

По этим же соображениям крайне вредной оказывается и механически при- мешанная к пару вода, вносимая при впуске из котла в паровые цилиндры.

Глава V

Анализ Гирна

Планомерный термодинамический анализ явлений, происходящих в цилиндрах действительной машины на почве теплового взаимодействия между паром и стенками, был предложен знаменитым Гирном и разработан его учениками.

Аналитическим методом Гирна, вполне научным и дающим результаты, в общем повидимому вполне удовлетворительно совпадающие с эмпирическими данными, мы и воспользуемся в дальнейшем исследовании. Если пренебречь влиянием живой силы работающего в цилиндре пара, то первый закон термодинамики может быть сформулирован применительно к данному случаю следующим образом: при изменении состояния рабочего тела затрачиваемое тепло расходуется на приращение внутренней энергии посредствующей жидкости и на производство внешней работы

$$\Delta Q = \Delta I + A \cdot \Delta L_i, \quad (333)$$

где: ΔI — приращение энергии, зафиксированное между двумя состояниями рабочего тела;

ΔL_i — произведенная этим телом внешняя работа;

A — термический эквивалент работы.

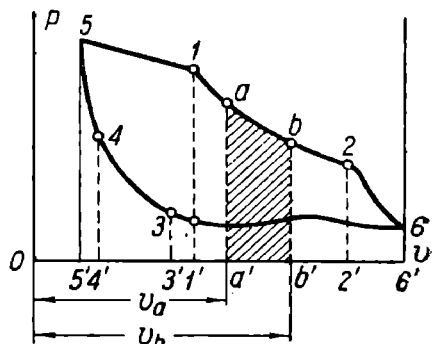
Применяя уравнение (333) к исследованию изменения состояния пара в период его расширения в цилиндре паровой машины, возьмем два последовательных момента этой фазы, изображаемые на индикаторной диаграмме черт. 195 точками a и b . Предположим, что никаких утечек пара ни через поршень, ни через парораспределительный орган не существует. Тогда количество пара g кг, участвующее в процессе расширения, есть величина постоянная. Если известно состояние пара в точках a и b (в случае насыщенного пара — давление и паросодержание; в случае перегретого — давление и температура), то величина внутренней энергии в этих точках может быть подсчитана по формулам:

$I = ig = g(q + \rho x)$ — для насыщенного пара;

$I = ig = g \left[564,7 + 0,367 t - 78,1 \cdot 0,075 \left(\frac{273}{T} \right)^{10/3} p \right]$ — для перегретого пара.

Что же касается величины внешней работы, произведенной паром на участке $a-b$, то она вполне определяется площадью $abb'a'$ и равна:

$$(L_i)_{a \rightarrow b} = \int_{v_a}^{v_b} p \cdot dv.$$



Черт. 195.

УДМУТ
(ДИТ)

После этих замечаний уравнение (333) переписывается так:

$$Q_{a \rightarrow b} = A \int_{v_a}^{v_b} p \cdot dv + I_b - I_a \quad (334)$$

где $Q_{a \rightarrow b}$ выражает эффект теплового взаимодействия между паром и стенками за рассматриваемый промежуток времени.

Если оказывается, что

$$A \int_{v_a}^{v_b} p \cdot dv > I_a - I_b,$$

то $Q_{a \rightarrow b}$ получается положительным, что указывает на переход тепла к пару; если

$$A \int_{v_a}^{v_b} p \cdot dv < I_a - I_b,$$

то $Q_{a \rightarrow b}$ отрицательно, т. е. тепло отдается стенкам, что и вызывает значительное уменьшение внутренней энергии пара. Наконец, когда

$$A \int_{v_a}^{v_b} p \cdot dv = I_a - I_b,$$

получаем $Q_{a \rightarrow b} = 0$, т. е. тепло не отдается и не получается, и процесс будет строго адиабатическим.

При неплотности парораспределительного органа некоторое количество u_y' пара перетечет за период $a - b$ из золотниковой коробки в цилиндр, а количество u_y'' утечет из цилиндра в конус.

Количество u_y' перетекшего пара внесет с собой тепло $u_y' \lambda'$, если λ' — теплосодержание весовой единицы пара в золотниковой коробке; утекающий же из цилиндра пар унесет с собой тепло $u_y'' \lambda_{a-b}$,* где λ_{a-b} — среднее за рассматриваемый период теплосодержание пара в цилиндре.

После этого имеем:

$$Q_{a \rightarrow b} + u_y' \lambda' - u_y'' \lambda_{a-b} = A \int_{v_a}^{v_b} p \cdot dv + I_b - I_a,$$

причем полная энергия пара в конце процесса будет в этом случае иная, чем при отсутствии пропусков пара, так как вес пара в точке b будет отличаться от веса в точке a . Из предыдущего уравнения имеем:

$$Q_{a \rightarrow b} = A \int_{v_a}^{v_b} p \cdot dv - (I_a - I_b) - (u_y' \lambda' - u_y'' \lambda_{a-b}); \quad (335)$$

* Точное выражение имело бы вид:

$$\sum_a^b \Delta u_y'' \lambda;$$

на практике же вполне допустимо определять λ_{a-b} , как среднее арифметическое теплосодержание первоначальной и конечной точек рассматриваемого участка.

относя предыдущее уравнение к интервалу $1-2$, имеем для всего периода расширения:

$$Q_{1-2} = A \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv - (I_1 - I_2) - \left[(u_y)'_{1-2} \lambda' - (u_y)''_{1-2} \lambda_{1-2} \right]. \quad (336)$$

Точно так же для периода сжатия (черт. 186):

$$Q_{3-4} = A \int_{v_4}^{v_3} p \cdot dv - (I_3 - I_4) - \left[(u_y)'_{3-4} \lambda' - (u_y)''_{3-4} \lambda_{3-4} \right]. \quad (337)$$

причем конечно весовое количество пара, входящее в выражения I_3 и I_4 , будет здесь другое, чем в период расширения.

Момент начала сжатия (точка 3, черт. 195) служит обычно отправным пунктом теплового исследования машины. При работе насыщенным паром, согласно высказанным в предыдущей главе соображениям, можно считать:

$$x_3 = 1,00;$$

при перегретом паре температура в начале сжатия принимается равной температуре в период выпуска, обязательно измеряемой термометром.

Для периода впуска (черт. 186) свежего пара имеем:

$$Q_0 + Q_{4-1} = A \int_{v_4}^{v_1} p \cdot dv - (I_4 - I_1); \quad (338)$$

здесь Q_0 — тепло, вносимое в цилиндр свежим паром; называя через g вес пара, вносимого при каждом ходе поршня, а через λ' — теплосодержание весовой единицы этого пара, отнесенное к золотниковой коробке, будем иметь:

$$Q_0 = g \lambda'.$$

Интеграл внешней работы, входящий в уравнение теплового баланса периода впуска, определяется разностью площадей (черт. 195):

$$\text{пл. } 511'5' - \text{пл. } 455'4',$$

из которых первая пропорциональна положительной работе впуска при прямом ходе, а вторая — отрицательной работе предварения впуска.

Что касается внутренней энергии пара в начале и конце впуска, то не надо забывать, что весовые количества пара в оба эти момента будут весьма различны: в точке 4 в цилиндре находится только вес пара g_4 , возвращаемого вредным пространством, в точке же 1 кроме того и вес g впущенного из котла пара:

$$g_1 = g + g_4.$$

После этого из уравнения (338) имеем:

$$Q_{4-1} = A \int_{v_4}^{v_1} p \cdot dv - (I_4 - I_1) - Q_0. \quad (339)$$

Переходя наконец к периоду выпуска и называя через Q_1 тепло, уносимое паром из цилиндра в конус, мы по аналогии с предыдущим имели бы:

$$Q_{2-3} - Q_1 = A \int_{v_2}^{v_3} p \cdot dv - (I_2 - I_3).$$

Это уравнение, имеющее для машин с охлаждением вполне реальное практическое значение, в паровозных машинах не может быть использовано в целях определения из него интересующего нас фактора Q_{2-3} , так как найти опытным путем величину уносимого тепла Q_c или, вернее, среднюю величину теплосодержания выходящего из цилиндра пара — невозможно.

Ввиду этого для определения количества тепла, возвращаемого стенками в период выпуска, мы воспользуемся следующими очевидными соображениями. При установившейся длительной работе машины материал стенок цилиндра приобретает некоторую вполне определенную температуру, свидетельствующую о том, что в данном случае не происходит ни накопления, ни рассеяния тепла в материале стенок; иными словами, теплополучение стенок в течение каждого хода поршня равно теплоотдаче. Выражение этого условия в математической форме для паровозных машин, работающих без конденсации и без паровых рубашек, имеет следующий вид:

$$Q_{3-4} + Q_{4-1} + Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_r = 0 \quad (340)$$

или

$$\sum Q + Q_r = 0,$$

где Q_r — количество кал, отдаваемое стенками наружу за 1 ход поршня.

Определив из уравнений (336), (337) и (339) первые три слагаемые левой части формулы (340) и из специального опыта величину Q_r , мы находим единственное неизвестное — Q_{2-3} .

Проф. Гирн и последователи его школы считали величину Q_{2-3} обмена тепла за период выпуска мерилom вредного влияния стенок, что не совсем правильно.

В этом предположении получается, что в случае, когда все отнятое у пара в предшествующие периоды работы тепло возвращается ему стенками к моменту конца расширения, никакой потери тепла, а следовательно и работы не происходит.

На самом деле это конечно не так.

Каждая калория тепла, отнимаемая у пара в период впуска при высокой температуре, вызывает весьма значительное уменьшение потенциальной энергии пара; будучи же возвращена пару в конце расширения, т. е. при низкой температуре, та же калория внесет весьма незначительное приращение работоспособности пара. Докажем это.

Пусть средняя абсолютная температура, при которой происходит отдача тепла стенкам, будет T_0 , а температура пара, при которой тепло возвращается стенками, — T_m ; температуру холодного источника (т. е. среднюю температуру выхлопа) назовем через T_c .

Если в период впуска отдается стенкам Q кал, то наибольшая механическая работа, которая могла бы быть получена (при строго обратимом процессе) за счет этого тепла:

$$L_0 = \frac{Q}{A} \cdot \frac{T_0 - T_m}{T_0}. \quad (341)$$

Когда же Q кал возвращаются стенками при температуре T_m , причем

$$T_m < T_0, \quad (342)$$

то наибольшая работа, которая будет получена за счет этого теплополучения:

$$L_m = \frac{Q}{A} \cdot \frac{T_m - T_c}{T_m}. \quad (343)$$

В случае необратимого процесса оба выражения для L_0 и L_m будут иметь меньшую величину, но соотношение между ними останется приблизительно тем же, что для наших целей и важно.

Сравнивая выражения (341) и (343), не трудно доказать, что при наличии условия (342) всегда будем иметь:

$$L_m < L_0.$$

Действительно, из условия

$$T_m < T_0$$

следует:

$$\frac{T_e}{T_m} > \frac{T_e}{T_0}$$

и далее

$$1 - \frac{T_e}{T_m} < 1 - \frac{T_e}{T_0},$$

а отсюда непосредственно следует:

$$\frac{T_m - T_e}{T_m} < \frac{T_0 - T_e}{T_0},$$

что и доказывает высказанное выше положение.

Исходя из того соображения, что получение тепла от стенок в период расширения приносит ничтожную сравнительно пользу, многие позднейшие авторитеты в противовес школе Гирна рекомендуют считать мерилom интенсивности конденсационных явлений в цилиндре величину конденсации при выпуске и сжатии.

Глава VI

Пример применения термодинамического анализа работы паровой машины

Применим изложенный в предыдущей главе метод термодинамического исследования к конкретным условиям опыта с пассажирским паровозом серии Н^п, для которого выше мы произвели подсчет утечек пара.

Объем цилиндра:

$$V_4 = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot h = \frac{\pi}{4} \cdot 0,54^2 \cdot 0,65 = 0,147 \text{ м}^3.$$

Объем вредного пространства, определявшийся перед опытом заполнением его водой, составляет 11,1% объема цилиндра, т. е.:

$$V_0 = 0,111 \cdot 0,147 = 0,0163 \text{ м}^3.$$

Из индикаторной диаграммы (средней из десяти, снятых при опыте) имеем (черт. 186):

$$\begin{aligned} \text{степень наполнения} & - \varepsilon = 0,22; \\ \text{степень сжатия} & - \sigma = 0,27; \end{aligned}$$

предварение выпуска начинается на 0,68 хода поршня, а предварение впуска — на 0,01.

Температура пара в золотниковой коробке (средняя за опыт) — $t' = 325^\circ$.

Температура выхлопа — $t_s = 138^\circ$.

При рабочем давлении пара в 13 кг/см² (абсолютных) и следовательно температуре насыщения, равной 191°, степень перегрева в золотниковой коробке составляет:

$$\Delta t = 352 - 191 = 161^\circ,$$

что характеризует рассматриваемый паровоз как высокоперегретный.

I. Исследование теплового процесса периода сжатия

Температура пара в конце выпуска, т. е. в точке 3 индикаторной диаграммы (черт. 186), принимаем равной:

$$t_3 = t_s = 138^\circ.$$

Зная объем, занимаемый в этот момент паром:

$$V_3 = \sigma V_4 + V_0 = 0,27 \cdot 0,147 + 0,0163 = 0,056 \text{ м}^3,$$

и давление пара, измеренное для обеих полостей цилиндра по индикаторной диаграмме:

$$p_3 = \frac{1,66 + 1,75}{2} = 1,70 \text{ кг/см}^2,$$

подсчитываем удельный объем его:

$$v_3 = \frac{47 \cdot (138 + 273)}{1,7 \cdot 10000} + 0,001 - 0,0192 = 1,1181 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теперь вес пара, остающегося в цилиндре в момент начала сжатия, определится, как

$$G_3 = \frac{V_3}{v_3} = \frac{0,056}{1,1181} = 0,0497 \text{ кг}.$$

В период последующего сжатия просачивание пара в цилиндр из золотниковой коробки через неплотности золотниковых колец составляет, как было подсчитано в III главе, 0,0226 кг, а из полости сжатия утекает за это же время через наружную кромку золотникового диска в парoisходящие трубы 0,0111 кг. Таким образом, к концу сжатия вес находящегося в цилиндре пара будет равен:

$$G_4 = 0,0497 + 0,0226 - 0,0111 = 0,0612 \text{ кг}.$$

Зная объем, занимаемый в этот момент паром и равный:

$$V_4 = 0,01 \cdot 0,147 + 0,0163 = 0,0178 \text{ м}^3,$$

находим удельный объем его:

$$v_4 = \frac{V_4}{G_4} = \frac{0,0178}{0,0612} = 0,2904 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Давление пара в конце сжатия:

$$p_4 = \frac{7,25 + 8,80}{2} = 8,03 \text{ кг/см}^2.$$

Соответствующая температура пара при известных v и p найдется путем пробных подстановок по уравнению Молье.

Для нашего случая находим:

$$t_4 = 273^\circ.$$

Действительно, проверяя, находим:

$$v_4 = \frac{47 \cdot (237 + 273)}{8,03 \cdot 10000} + 0,001 - 0,0094 = 0,2902.$$

Теперь, пользуясь общими формулами предыдущей главы, составим уравнение теплового баланса для периода сжатия пара:

$$(Q_2)_{3-4} = \frac{1}{427}(L)_{3-4} - (I_3 - I_4) - [(u_y)'_{3-4} \cdot \lambda' - (u_y)''_{3-4} \cdot \lambda_{3-4}]. \quad (344)$$

Внешняя работа определится как произведение объема, описанного поршнем, на среднее давление:

$$(L_{3-4}) = (p_i)_{3-4} \cdot 10000 \cdot (V_4 - V_3) = -3,5 \cdot 10000 \cdot (0,056 - 0,0178) = -1323 \text{ кгм},$$

или в тепловых единицах:

$$A \quad L_{3-4} = -\frac{1323}{427} = -3,10 \text{ кал}.$$

Внутреннюю энергию 1 кг пара в моменты начала и конца сжатия подсчитываем по формулам Молье:

$$\begin{aligned} i_3 &= 564,7 + 0,367 \cdot 138 - 78,1 \cdot 0,0192 \cdot 1,7 = 612,8, \\ i_4 &= 564,7 + 0,367 \cdot 237 - 78,1 \cdot 0,0094 \cdot 8,03 = 645,8, \end{aligned}$$

после чего:

$$\begin{aligned} I_3 &= g_3 i_3 = 0,0497 \cdot 612,8 = 30,46; \\ I_4 &= g_4 i_4 = 0,0612 \cdot 645,8 = 39,52; \end{aligned}$$

теплосодержание 1 кг пара в золотниковой коробке в начале и конце сжатия:

$$\lambda' = 594,7 + 0,477 \cdot 352 - 0,46 \cdot 13 = 756,6;$$

$$\lambda_3 = 594,7 + 0,477 \cdot 138 - 1,92 \cdot 1,7 = 657,3;$$

$$\lambda_4 = 594,7 + 0,477 \cdot 237 - 0,93 \cdot 8,03 = 700,3;$$

теплополучение от притекающего через золотник пара:

$$(u_y)_{3-4}' \cdot \lambda' = 0,0226 \cdot 756,6 = 17,10 \text{ кал};$$

утечка тепла в трубу:

$$(u_y)_{3-4}'' \cdot \lambda_{3-4} = 0,0111 \cdot \frac{657 + 700}{2} = 7,53 \text{ кал}.$$

Подставляя полученные величины в уравнение теплового баланса (344), определяем из него:

$$(Q_2)_{3-4} = -3,10 - (30,46 - 39,52) - (17,10 - 7,53) = -3,61 \text{ кал}. \quad (345)$$

Отрицательная величина указывает на отдачу тепла стенкам в период сжатия.

II. Период впуска пара

По замерам, производившимся во время опыта, количество приготовленного котлом пара оказалось равным:

$$B_k = 4170 \text{ кг}.$$

Из этого количества затрачено на служебные потребности (на обслуживающие форсунки, подогревателя нефти, насоса термса Вестингауза и сифона):

$$\Sigma b = 373 \text{ кг};$$

поступило в паровые цилиндры:

$$B_m = B_k - \Sigma b = 3797 \text{ кг}.$$

Число оборотов движущих колес, измеренное счетчиком и проверенное по профилю, оказалось равным 4043, и следовательно число рабочих ходов поршней в обоих цилиндрах:

$$n = 4 \cdot 4043 = 16172.$$

Отсюда действительный расход пара на один ход поршня:

$$u = \frac{B_m}{n} = \frac{3797}{16172} = 0,2348 \text{ кг}.$$

Из этого количества, согласно данным, полученным в главе III, утекает через золотник в паровосходящую трубу:

$$0,0185 + 0,0086 + 0,0108 = 0,0379 \text{ кг};$$

в рабочие полости цилиндров за периоды расширения и сжатия:

$$0,0210 + 0,0226 = 0,0436 \text{ кг}.$$

Следовательно количество пара, поступающего в цилиндр одновременно в период впуска, составляет:

$$g = 0,2348 - 0,0379 - 0,0436 = 0,1533 \text{ кг}.$$

Полное же количество пара в момент отсечки (в точке I) складывается из этого веса g и веса мягкого пара, возвращенного вредным пространством, g_4 :

$$g_1 = g + g_4 = 0,1533 + 0,0612 = 0,2145 \text{ кг}.$$

Объем, занимаемый паром в конце впуска:

$$V_1 = e \cdot V_4 + V_0 = 0,22 \cdot 0,147 + 0,0163 = 0,0483 \text{ м}^3;$$

удельный объем:

$$v_1 = \frac{V_1}{g_1} = \frac{0,0483}{0,2145} = 0,2252 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Давление пара в рассматриваемый момент (среднее для обеих полостей):

$$p_1 = \frac{10,25 + 10,35}{2} = 10,3 \text{ кг/см}^2,$$

и наконец температура, найденная по уравнению Молье:

$$t_1 = 239^\circ.$$

Замечая, что температура насыщенного пара при $p = 10,3$ равна 180° , получаем перегрев в момент отсечки:

$$\Delta t = 239 - 180 = 59^\circ;$$

таким образом $3/4$ первоначального перегрева пара теряется в период впуска, причем температура пара падает за это время на 113° .

Уравнение баланса тепла в период впуска:

$$(Q_2)_{4-1} = \frac{1}{427} L_{4-1} - (I_4 - I_1) - g\lambda'; \quad (346)$$

подсчитываем:

$$L_{4-1} = [(p_1)_{5-1} (V_1' - V_0) + (p_1)_{4-5} (V_0 - V_4)] \cdot 10\,000 = [12,35 (0,0483 - 0,0163) + 9,33(0,0163 - 0,0178)] \cdot 10\,000 = 3952 - 140 = 3812 \text{ кгм};$$

$$A L_{4-1} = \frac{3812}{427} = +8,92 \text{ кал};$$

$$I_1 = g_1 i_1 = 0,2145 (564,7 + 0,367 \cdot 239 - 78,1 \cdot 0,0093 \cdot 10,3) = 138,33;$$

$$g\lambda' = 0,1533 \cdot 756,6 = 115,99.$$

Подставляя найденные величины в уравнение (346), определяем:

$$(Q_2)_{4-1} = 8,92 - (39,52 - 138,33) - 115,99 = -8,26 \text{ кал}. \quad (347)$$

III. Период расширения

Переходя к исследованию периода расширения, вычислим прежде всего вес пара в точке 2 (черт. 186), соответствующей концу расширения. В течение рассматриваемого периода в цилиндр просачивается $0,0210$ кг свежего пара из золотниковой коробки (см. главу III) и утекает из него $0,0182$ кг в конус. Поэтому искомый вес будет:

$$g_2 = g_1 + (u_y)'_{1-2} - (u_y)''_{1-2} = 0,2145 + 0,0210 - 0,0182 = 0,2173 \text{ кг};$$

объем в конце расширения:

$$V_2 = 0,68 \cdot 0,147 + 0,0163 = 0,1155 \text{ м}^3;$$

удельный объем пара:

$$v_2 = \frac{0,1155}{0,2173} = 0,5315 \text{ м}^3/\text{кг};$$

давление:

$$p_2 = \frac{4,1 + 4,2}{2} = 4,15 \text{ кг/см}^2;$$

температура (по Молье):

$$t_2 = 205^\circ.$$

Уравнение теплового баланса:

$$(Q_2)_{1-2} = \frac{1}{427} (L)_{1-2} - (I_1 - I_2) - [(u_y)'_{1-2} \lambda' - (u_y)''_{1-2} \lambda_{1-2}]. \quad (348)$$

$$L_{1-2} = (p_1)_{1-2} \cdot 10\,000 (V_2 - V_1) = 6,3 \cdot 10\,000 \cdot (0,1155 - 0,0483) = +4240 \text{ кгм};$$

$$A L_{1-2} = \frac{4240}{427} = +9,93 \text{ кал};$$

$$I_2 = 0,2173 (564,7 + 0,367 \cdot 205 - 78,1 \cdot 0,0116 \cdot 4,15) = 138,25;$$

$$\lambda_{1-2} = 594,7 + 0,477 \cdot \frac{239 + 205}{2} - \frac{0,91 \cdot 10,3 + 1,15 \cdot 4,15}{2} = 693,5.$$

Из уравнения (348) находим:

$$(Q_2)_{1-2} = 9,93 - (138,33 - 138,25) - (0,0210 \cdot 756,6 - 0,0182 \cdot 693,5) = 6,74 \text{ кал}. \quad (349)$$

IV. Период выхлопа, вредное влияние стенок

Подставляя величины теплообмена в периоды впуска, расширения и сжатия в контрольное уравнение (340) и полагая в этом последнем потерю на теплоотдачу через обшивку Q_7 равной нулю (обычно потеря эта не превосходит 1%), находим из уравнения (340) количество тепла, отданного стенками в период выпуска:

$$\begin{aligned} / - 3,61 - 8,26 + 6,74 + (Q_2)_{2-3} &= 0; \\ (Q_2)_{2-3} &= + 5,13 \text{ кал.} \end{aligned} \quad (350)$$

Мерилом же вредного действия стенок будем считать величину теплообмена за периоды впуска и сжатия, т. е. величину:

$$Q_2 = 3,61 + 8,26 = 11,87 \text{ кал.} \quad (351)$$

V Баланс тепла в цилиндре

Переходя теперь к составлению полного баланса тепла в цилиндре, мы должны прежде всего точно установить величину располагаемого тепла.

Тепло, затрачиваемое в течение 1 хода поршня на питание цилиндра:

$$Q_0 = u \lambda' = 0,2348 \cdot 756,6 = 177,65 \text{ кал.};$$

тепло, теряемое вследствие пропуска пара через золотник, которое мы условились в главе I оценивать отдельно от чисто тепловых потерь, характеризующих машину как тип, составляет в данном случае:

$$\begin{aligned} Q_6 = \Sigma[u, \lambda] &= (0,0185 + 0,0086 + 0,0108) \cdot \\ &\cdot 756,6 + 0,0182 \cdot 693,5 + 0,0111 \cdot 678,8 = \\ &= 48,83 \text{ кал.} \end{aligned}$$

или в процентах от затраченного тепла:

$$\frac{48,83}{177,65} \cdot 100 = 27,43\%.$$

Таким образом, в паровой машине мы теряем только благодаря утечкам пара столько же процентов, сколько в котле приходится на все потери вместе. Действительно, в среднем можно считать:

$$\eta_{кi} = 0,60 - 0,75,$$

здесь же мы получили:

$$\eta_y = 1 - 0,274 = 0,726. \quad (352)$$

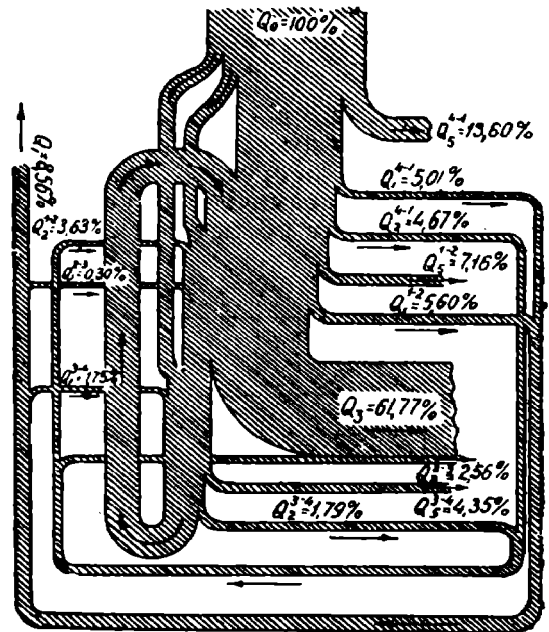
Располагаемое тепло, действительно поступающее в паровой цилиндр, будет равно:

$$Q'_0 = Q_0 - Q_6 = 177,65 - 48,83 = 128,82 \text{ кал.}$$

Тепло, превращенное в полезную индикаторную работу:

$$Q_1 = \frac{[(p_i)_{5-6}(V_6 - V_5) + (p_i)_{6-5}(V_6 - V_5)] 10000}{427},$$

где $(p_i)_{5-6}$ — среднее индикаторное давление прямого хода, т. е. на участке 5-1-2-6, а $(p_i)_{6-5}$ — для обратного хода на участке 6-3-4-5.



Черт. 196.

Первое давление, полученное путем планиметрирования, равно 6,37, второе — 1,94 кг/см². После этого

$$Q_1 = \frac{(6,37 \cdot 0,147 - 1,94 \cdot 0,147) \cdot 10000}{427} = 15,18 \text{ кал.}$$

или в процентах от тепла Q_0' :

$$q_1 = \frac{15,18}{128,82} \cdot 100 = 11,79\%,$$

потеря же вследствие теплообмена со стенками:

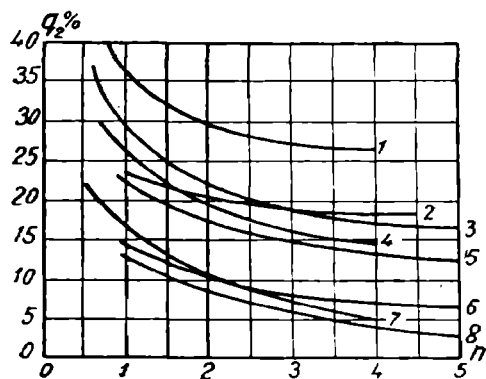
$$q_2 = \frac{11,87}{128,82} \cdot 100 = 9,21\%.$$

Схема теплового потока в цилиндре имеет вид, представленный на черт. 196. Обозначения Q_0 , Q_1 , Q_2 , Q_3 и Q_5 — те же, что и в главе I. За величину Q_0 принято все тепло, поступающее с паром в золотниковую коробку, включая и утечки.

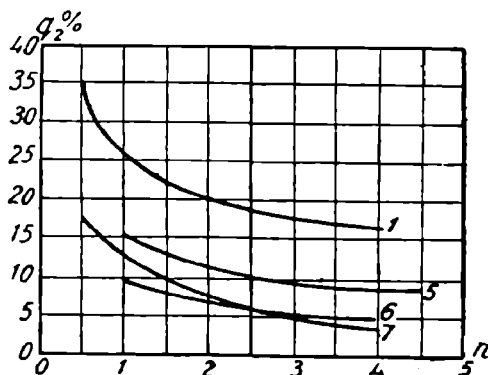
Глава VII

Опытные данные о средних величинах тепловых потерь, обусловливаемых влиянием стенок. Влияние числа оборотов машины и степени впуска. Меры к уменьшению тепловых потерь

На черт. 197 и 198 приведены величины тепловых потерь вследствие теплообмена между паром и стенками для различных паровозных машин в функции от числа оборотов движущих колес в секунду. Данные эти получены путем термодинамической разработки опытов над типами паровозов наших железных дорог по методу, изложенному в предыдущих главах. Черт. 197 от-



Черт. 197.



Черт. 198.

носится к степени наполнения в 20%, а черт. 198 — к степени наполнения в 40% хода поршня (а для машины компаунд — соответственно 40 и 70%).

Кривая 1 относится к паровозу с машиной однократного расширения, работающей насыщенным паром.

Кривые 4 и 5 — для машины однократного расширения с умеренным и средним перегревом (степень перегрева в золотниковой коробке — 70 и 108°).

Кривая 6 — для машины однократного расширения с высоким перегревом (180°).

Кривая 2 — для машины компаунд: пар насыщенный.

Кривая 7 — то же, но с высоким перегревом (140°).

Кривые 3 и 8 — для прямоточной машины Штумпфа без перегрева и с высоким перегревом в 170°.

Рассматривая приведенные диаграммы, мы прежде всего видим, что для всех типов машин вредное влияние стенок уменьшается с увеличением числа

оборотов, что находится в полном согласии с результатами многочисленных исследований стационарных паровых машин.

Влияние числа оборотов на интенсивность теплообмена объясняется следующим образом.

Тепловое взаимодействие между паром и стенками обуславливается, как мы знаем, закономерно чередующимся нагреванием и охлаждением материала цилиндра и поршня.

При большом числе оборотов, когда время соприкосновения пара со стенками становится почти мгновенным, эти температурные колебания не успевают проникать в глубь металла, и только тонкий слой его, непосредственно соприкасающийся с паром, принимает участие в теплообмене, остальная же масса приобретает некоторую неизменную установившуюся температуру и не оказывает поэтому никакого влияния на тепловой процесс внутри цилиндра. В пределе, т. е. при бесконечно большом числе оборотов и чередовании фаз, интенсивность теплообмена сделалась бы равной нулю, т. е. явление протекало бы совершенно так же, как при абсолютно нетеплопроводных стенках.

Сравнивая далее величины тепловых потерь для одного и того же паровоза (черт. 197 и 198), мы видим, что с увеличением степени наполнения величина q_2 уменьшается. Явление это не случайное—оно находит себе полное подтверждение и в практике стационарных паровых машин.

Дело в том, что процесс расширения пара сопровождается, как известно из теоретической термодинамики, уменьшением степени паросодержания смеси независимо от действия стенок. Иными словами, даже в случае абсолютно нетеплопроводных стенок мы имели бы при расширении увеличение влажности пара; присутствие же воды в цилиндре к моменту начала выпуска способствует, как мы видели, значительно большему охлаждению стенок к моменту следующего впуска, а следовательно и большей конденсации поступающего в цилиндр свежего пара. Отсюда непосредственно вытекает, что чем с большей степенью расширения, т. е. чем с меньшей отсечкой, работает машина, тем в более сильной степени скажется влияние стенок. Кроме того при малых впусках средняя за один оборот температура пара, а следовательно и обуславливаемая ею средняя температура внутренней поверхности стенок цилиндра будут ниже; температура же втекающего в цилиндр свежего пара остается прежней. Это обстоятельство также ведет к некоторому увеличению теплоотдачи в период впуска.

Наконец существует еще одно обстоятельство, характеризующее работу с малыми степенями впуска, как крайне неблагоприятную с точки зрения охлаждения свежего пара в период впуска.

Считая объем пара, расходуемого машиной в течение каждого хода поршня, пропорциональным объему в момент отсечки, т. е. величине $(m + \epsilon) V_u$, где m —объем вредного пространства в долях от полезного объема цилиндра V_u , находим уменьшение объема пара в цилиндре при переходе от большей степени впуска ϵ_1 к малой ϵ_2 равным:

$$\frac{V_{\epsilon_1}}{V_{\epsilon_2}} = \frac{m + \epsilon_1}{m + \epsilon_2}.$$

Обозначая диаметр цилиндра через d и считая поверхность вредного пространства равной удвоенной площади поршня¹, находим уменьшение холодной поверхности стенок, соприкасающихся со свежим паром в период впуска:

$$\frac{H_{\epsilon_1}}{H_{\epsilon_2}} = \frac{\pi d \epsilon_1 - 2 \frac{\pi}{4} d^2 + \frac{\pi}{4} d^2}{\pi d \epsilon_2 - 2 \frac{\pi}{4} d^2 + \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{0,75d + \epsilon_1}{0,75d + \epsilon_2}.$$

¹ На самом деле она будет несколько больше, что только усугубляет результат последующего вывода.

Не трудно показать, что величина этого второго отношения будет всегда значительно меньше первого. Пусть $m = 0,1$; $d = 0,5$ м; $\varepsilon_1 = 0,5$ и $\varepsilon_2 = 0,1$. Тогда

$$\frac{V_{\varepsilon_1}}{V_{\varepsilon_2}} = \frac{0,1 + 0,5}{0,1 + 0,1} = 3; \quad \frac{H_{\varepsilon_1}}{H_{\varepsilon_2}} = \frac{0,75 \cdot 0,5 + 0,5}{0,75 \cdot 0,5 + 0,1} = 1,84.$$

Таким образом, при переходе к малым впускам, когда объем выпускаемого свежего пара уменьшается весьма значительно, охлаждающая поверхность тоже уменьшается, но в гораздо более слабой степени. В результате при малых впусках на объемную единицу пара будет приходиться большая поверхность холодных стенок, и теплообъем неминуемо возрастет.

По приведенным соображениям приходится признать, что уменьшение степени впуска безусловно выгодно (как мы знаем из элементарной теории паровых машин) с точки зрения наиболее полного использования энергии пара, оказывается невыгодным в термическом отношении. Этим и объясняется тот общеизвестный факт, что для каждой паровой машины, в том числе и для паровозной, всегда имеется некоторая наивыгоднейшая степень впуска, дающая наименьший расход пара на единицу получаемой индикаторной мощности, т. е. наибольший индикаторный коэффициент полезного действия.

В среднем для паровозных машин однократного расширения эта наивыгоднейшая отсечка составляет обычно 30—40% хода поршня, для машин компаунд—40—60%.

Что касается закона изменения величины потери q_2 в зависимости от степени впуска и числа оборотов машины в секунду, то он может быть выражен в общем виде уравнением, аналогичным формуле (332):

$$q_2 = \frac{A'}{a' + b'\varepsilon} \cdot \frac{1}{\sqrt{n}}, \quad (353)$$

что подтверждается результатами опытов как над стационарными, так и над паровозными машинами.

Кривая 1 (черт. 197 и 198) указывает на крайнее несовершенство простой машины без перегрева как теплового двигателя. Ныне машины этого типа являются уже устаревшими и ни на одном паровозе не ставятся.

Коэффициент полезного действия такой машины, а также и отдельные тепловые потери представлены на черт. 199 в функции от числа оборотов: величина его, как видим, не превосходит 6,5%, несмотря на прекрасное состояние золотников, дающих пропуск пара всего 6—8%; влияние же стенок вызывает потерю тепла в среднем в 30%, т. е. в 5 раз больше того количества тепла, которое превращается в полезную работу.

Такая исключительная невыгодность теплового процесса рассматриваемого типа паровых машин объясняется наличием в них целого ряда условий, благоприятствующих увеличению интенсивности теплового взаимодействия между паром и стенками.

Главнейшими из этих условий являются следующие.

1. Значительные интервалы колебания температур пара в цилиндре в течение каждого хода поршня. В машинах однократного расширения, когда пар впускается в цилиндр под давлением, близким к котловому, а покидает его при давлении 1,1—1,3 кг/см² (в машинах без охлаждения), этот интервал достигает цифры 90° (190—200° при впуске и 105—110° при вылопе).

2. Впуск и выпуск пара производятся через одни и те же окна, стенки которых поэтому то чрезмерно охлаждаются, то жадно отнимают тепло от свежего пара.

3. Увеличение теплопроводности стенок конденсирующейся и осаждающейся на них водой. В машинах, работающих насыщенным паром, некоторое количество воды всегда вносится в цилиндр током пара; но затем этот процент влажности быстро увеличивается благодаря наличию условий 1 и 2.

Как велико бывает содержание воды в паре в различные моменты его работы, показывает черт. 200, относящийся к той же самой бесперегревной машине однократного расширения, для которой мы имели на предыдущих план-

шетах кривые потерь на начальную конденсацию (теплообмен со стенками), и картину теплового баланса в цилиндре.

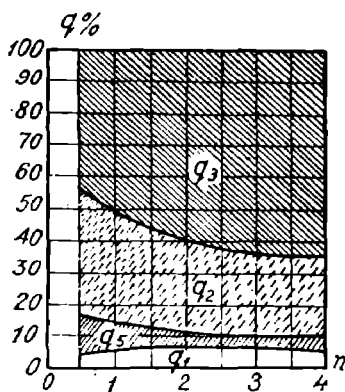
Диаграмма черт. 200 показывает, что при $n = 1,5$, что соответствует скорости хода около 20 км/час (паровоз товарный), мы имеем в конце впуска 32% воды. К моменту же конца расширения вследствие возвращения пару части тепла стенками процент воды понижается до 26,5%. Из этих цифр ясно, какой громадный непроизводительный расход пара должен иметь место при работе такой машины.

Переходя к вопросу о возможном повышении экономичности работы паровой машины, мы должны сказать, что потеря q_3 (с уходящим паром) почти не поддается уменьшению.

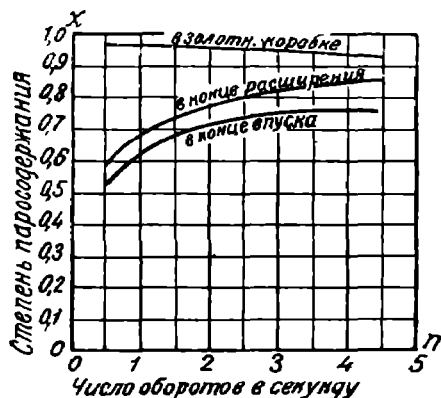
В стационарных машинах это тепло обыкновенно утилизируется для тех или иных вспомогательных целей, что конечно можно и должно делать и в паровозах, используя часть отбрасываемого машиной тепла для подогрева питательной воды.

Уменьшение потери q_5 (пропуск пара) достигается рациональной конструкцией золотника, тщательным его изготовлением и внимательным уходом за машиной.

Самый же удобный и доступный путь к повышению индикаторного коэффициента полезного действия машины—это принятие тех или иных мер к уменьшению потери q_2 (вредное влияние стенок).



Черт. 199.



Черт. 200.

Выше мы указали на три основные причины, способствующие повышению тепловой потери Q_2 . Соответственно этому и те усовершенствования, которые имеют целью бороться с указанной потерей, идут тремя путями:

- 1) путем применения двукратного расширения пара (компаунд-машины);
- 2) путем разделения впускного канала от выпускного (прямоточная машина);
- 3) путем применения перегретого пара.

Указанные способы применяются на практике как в отдельности, так и во всевозможных комбинациях, причем каждый из них имеет помимо своего прямого назначения еще и другие выгоды.

Рассмотрению достижений в области усовершенствования теплового процесса паровозных паровых машин, получаемых при каждом из указанных способов, посвящены следующие главы.

Проведя полное тепловое исследование рабочего процесса машины однократного расширения, дадим общие указания относительно подсчета теплового баланса машин, работающих по принципу компаунд.

Все подсчеты для цилиндра высокого давления ведутся по вышеприведенной схеме без каких-либо изменений.

Что касается цилиндра низкого давления, то прежде всего необходимо установить, какое количество тепла поступает в него в период впуска.

В период выхлопа из цилиндра высокого давления поступает количество тепла, определяемое из уравнения баланса для этого цилиндра:

$$Q_3 = Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_5.$$

Кроме того в ресивер попадает все тепло, просачивающееся через золотники цилиндра высокого давления, и тепло, возвращаемое стенками в период выпуска из цилиндра высокого давления.

Таким образом, в течение каждого хода поршня, в ресивер, а следовательно и в золотниковую коробку цилиндра низкого давления поступает:

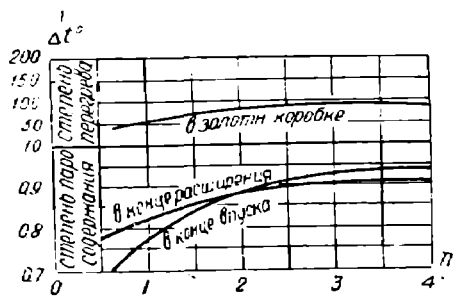
$$Q_r = Q_3 + Q_5 + Q_2 = Q_0 - Q_1 \text{ кал.}$$

Подсчитывая теперь утечки через золотник в цилиндре низкого давления и вычитая соответствующее тепло из величины Q_r , получаем количество тепла, вносимого в цилиндр низкого давления одновременно в период впуска. В остальном подсчет производится совершенно так же, как и для цилиндра высокого давления.

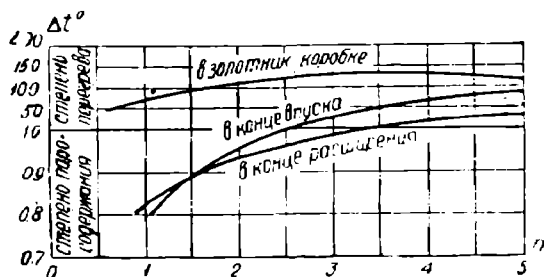
Глава VIII

Применение перегретого пара

Распространяться подробно о значении перегрева (после того, что было сказано по этому вопросу в первой части нашего курса, совершенно излишне. Перегретый пар, имеющий гораздо больший удельный объем по сравнению с насыщенным паром того же давления и требующий для своего образования лишь небольшой дополнительной затраты тепла, позволяет иметь солидную экономию в расходах питательной воды и топлива. Это главное и основное преимущество работы перегретым паром лежит, таким образом, вне



Черт. 201.



Черт. 202.

сферы термического процесса котла или машины, истекая из чисто физических свойств перегретого пара как рабочего тела совершенно иного порядка, чем пар насыщенный.

В настоящей главе мы коснемся лишь того повышения коэффициента полезного действия паровой машины, которое наблюдается при работе с перегревом за счет ослабления начальной конденсации поступающего в цилиндр свежего пара.

Из сказанного в главе IV ясно, что наибольшего ослабления вредного влияния стенок можно ожидать в том случае, когда пар остается в цилиндре все время перегретым; для достижения этой цели начальный перегрев должен быть очень высок. С целью дать наглядное представление о том, насколько поставленная задача полного уничтожения конденсации пара выполняется при различных степенях начального перегрева пара, на черт. 201, 202 и 203 приведены диаграммы состояния пара в характерные моменты его работы в цилиндре в функции от числа оборотов машины в секунду.

Как видим, при начальном перегреве пара в золотниковой коробке в 70—80° весь перегрев целиком теряется при впуске, и к моменту начала расширения пар имеет от 6 до 25% влаги. Если принять, что рассматриваемый паро-

воз (товарный) работает в повседневной службе со средним числом оборотов $n \cong 1,5$, что соответствует скорости хода $V = 20 \text{ км/час}$, то средняя влажность пара в момент отсечки будет согласно черт. 201:

$$x_1 = 16\%$$

а в конце расширения:

$$x_2 = 14\%$$

Данные черт. 202 относятся, как видим, к паровозу со средней степенью перегрева пара ($100\text{—}120^\circ$ в золотниковой коробке). Принимая для этого паровоза (пассажирского) среднее рабочее число оборотов равным 2,5 (скорость 50 км/час), получаем для него в повседневной работе среднюю „поездную“ влажность пара в момент отсечки:

$$x_1 = 1\%$$

а в конце расширения:

$$x_2 = 4\%$$

Другими словами, и здесь начальный перегрев недостаточно высок, так как не исключает возможности появления росы на стенках цилиндра и поршня. Только при числе оборотов в секунду свыше четырех пар остается перегретым вплоть до конца расширения.

Потери вследствие теплообмена со стенками представлены для обеих рассмотренных машин на черт. 197: для первого паровоза (с умеренным перегревом) — кривой 4, для второго — кривой 5.

Благодаря присутствию у обоих паровозов воды в цилиндре разница между ними с точки зрения потери на начальную конденсацию получается, как показывает черт. 197, незначительная.

Сравнивая кривые 4 и 5 с кривой 1, мы приходим к выводу, что при умеренном и среднем перегреве получается уменьшение теплообмена в среднем на 45—50%.

Таким образом, хотя с точки зрения борьбы с конденсацией перегрев у обоих рассмотренных паровозов и недостаточен, экономия по сравнению с бесперегревной машиной получается все же довольно значительная. Объясняется это тем, что при отсутствии перегрева пар содержит около 5% влаги уже при начале впуска, что сразу повышает темп дальнейшего теплообмена, так что поездная влажность пара в момент отсечки доходит здесь (при $n = 1,5$) до 30%, как показывает черт. 200.

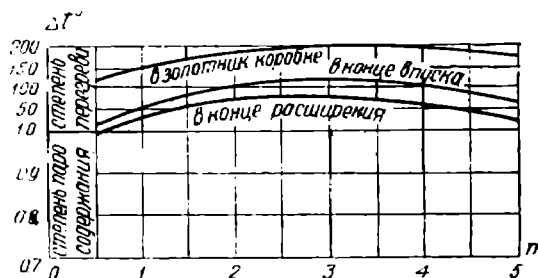
При высоком перегреве ($150\text{—}200^\circ$ в золотниковой коробке) пар остается перегретым в течение всего рабочего цикла даже при самых малых скоростях хода, как показывает черт. 203; благодаря этому и отдача тепла стенкам уменьшается при таком высоком перегреве в среднем в 3 раза, что видно из сравнения кривых 7 и 6 на черт. 197.

Полный тепловой баланс в цилиндре представлен для рассматриваемого паровоза на черт. 204.

Сравнивая эти данные с данными черт. 199, относящимися к бесперегревной машине, мы видим, что, несмотря на безобразно большую утечку пара (черт. 204), коэффициент полезного действия высокоперегревной машины доходит до 11%, т. е. больше приведенного на черт. 199 на

$$\frac{11 - 6,5}{6,5} \cdot 100 = 70\%$$

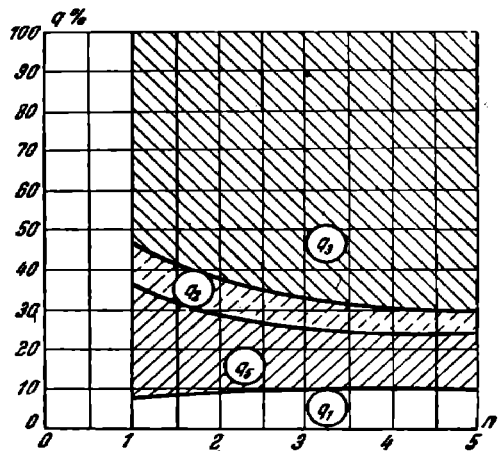
Сопоставление высокоперегревной машины простого действия с бесперегревными или умеренно перегреваемыми блестяще подтверждает то общераспространенное утверждение, что обмен тепла со стенками протекает особен-



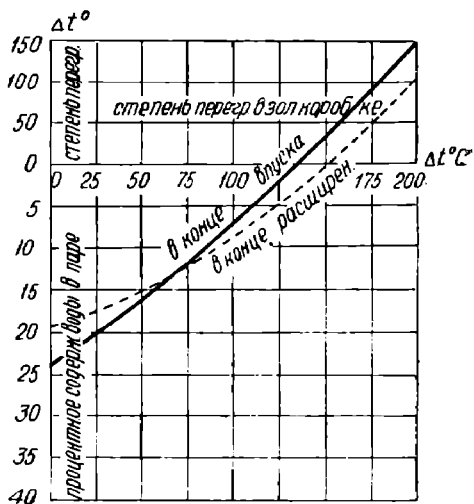
Черт. 203.

но интенсивно в присутствии влаги; несмотря на быстрое возрастание амплитуды колебания температур в цилиндре при перегретом паре, потери вследствие теплообмена со стенками неуклонно понижаются по мере увеличения степени перегрева.

По данным черт. 200—203 на черт. 205 построена диаграмма состояния пара в конце впуска (сплошная кривая) и в конце расширения (пунктир) в зависимости от степени перегрева в золотниковой коробке при $n = 2$ об/сек (что соответствует для товарных паровозов скорости около 25 км/час, а для пассажирских — 40—50 км/час).



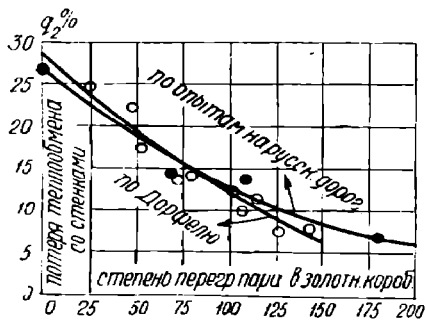
Черт. 204.



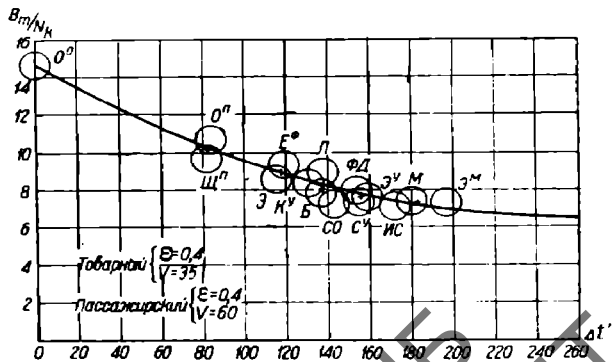
Черт. 205.

Приведенная диаграмма позволяет сделать весьма важное заключение: для полного уничтожения конденсации паров в цилиндре степень перегрева в золотниковой коробке не должна быть ниже 150° , что соответствует температуре перегретого пара в золотниковой коробке около $t' = 340—350^\circ$.

Принимая же во внимание вредное влияние слишком высоких температур пара на цилиндрическую смазку и на состояние трущихся поверхностей, а также



Черт. 206.



Черт. 207.

и увеличивающуюся с температурой текучесть пара, не следует допускать температур выше $380—400^\circ$.

Соединяя оба высказанные положения, мы приходим к заключению, что современные перегретые паровозы должны проектироваться с таким расчетом,

чтобы при средних эксплуатационных условиях работы был обеспечен перегрев пара до 350° , а при наибольшей форсировке — до 400° .

В заключение считаем нелишним привести сопоставление результатов исследования стационарных перегревных машин (проф. Дорфель) и паровозных (опыты над паровозами наших железных дорог). На черт. 206 приведены данные об уменьшении потери вследствие теплообмена со стенками, а на черт. 207 — влияние степени первоначального перегрева на величину удельного расхода пара машиной (на касательную лошадиную силу).

Глава IX

Применение принципа последовательного расширения пара

Колебания температуры пара в цилиндре в течение каждого оборота колес при одноцилиндровой (или двояной двухцилиндровой) машине простого действия, где расширение пара начинается в одном и том же цилиндре, получаются довольно велики. На самом деле, если принять, что котловое давление обычно доводится в современных паровозах до $13—15 \text{ ат}$, то температура пара в начале впуска будет равна $190—197^{\circ}$, температура же при выхлопе равна $102—110^{\circ}$ соответственно колебаниям противодействия выпускаемого пара в пределах $1,15—1,5 \text{ кг/см}^2$.

Таким образом, обычно наблюдаемая амплитуда колебаний температуры соприкасающегося со стенками пара:

$$\Delta t = 80 — 95$$

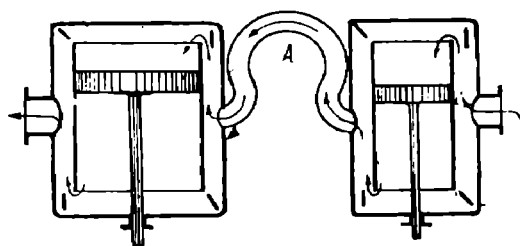
Эта цифра вызывает наряду с другими причинами значительное охлаждение стенок и конденсацию свежего пара; а так как потеря вследствие конденсации, абсолютная величина которой для данной машины зависит только от числа оборотов, становится особенно ощутимой при малых впусках, когда она распределяется на небольшое количество впускаемого свежего пара, то от таковых в машине простого действия приходится поневоле отказаться, т. е. мириться с тем, что расширение пара будет использовано в весьма слабой степени.

Чтобы несколько ослабить вредное влияние стенок и получить, таким образом, возможность работать с большими степенями расширения, более выгодными, согласно общим принципам, прибегают к применению принципа двойного расширения пара, сущность которого заключается в следующем.

Пар поступает из котла сначала только в один из цилиндров — правый (черт. 208); закончив там свое расширение, он перебрасывается по ресиверной трубе *A* во второй цилиндр большего диаметра, в котором и продолжает расширяться далее; по окончании расширения в большом цилиндре (цилиндре низкого давления) пар выпускается в конус.

При таком рабочем цикле создаются как бы две ступени давления: в первом цилиндре (высокого давления) пар работает между давлением котловым и устанавливаемым в ресивере, во втором цилиндре — между ресиверным и выпускным. Таким образом, первый цилиндр работает свежим паром, второй — мятым.

Если при этом оставить прежнюю степень впуска пара в первом цилиндре, то полная степень расширения¹, совершающегося последовательно в обоих цилиндрах, будет примерно вдвое больше, чем в одном первом.



Черт. 208.

¹ Степень расширения называется отношение объемов, занимаемых паром в цилиндре в конце расширения и в момент отсечки.

Осуществление двух степеней давления в машине компаунд оказывается весьма выгодным с точки зрения уменьшения тепловых потерь и утечек пара.

Если машина компаунд работает при том же котловом давлении и при том же противодавлении на поршень большого цилиндра (т. е. давлении выпускаемого пара), что и машина однократного расширения, то в ресивере устанавливается некоторое промежуточное давление, подверженное небольшим колебаниям в зависимости от степени впуска в цилиндре высокого давления. Обычно это давление бывает 4—5 кг/см², что соответствует температуре пара 143—151°. Благодаря этому амплитуда колебаний температур пара в малом цилиндре будет:

$$\Delta t' = 40 - 55^\circ,$$

а в большом:

$$\Delta t'' = 35 - 50^\circ,$$

т. е. для каждого цилиндра вдвое меньше, чем при простой машине.

Кроме того тепло, возвращаемое стенками в период выпуска из цилиндра высокого давления, не теряется целиком, как в простой машине, а, попадая в ресивер, вновь используется в цилиндре низкого давления. Таким образом, прямой потерей является только конденсация в большом цилиндре.

На черт. 209 и 210 представлено состояние пара в обоих цилиндрах машины компаунд при разных скоростях хода: диаграмма показывает, что благодаря значительному теплополучению от стенок выпускаемы из цилиндра высокого



Черт. 209.



Черт. 210.

давления пар значительно подсушивается и влажность его при поступлении в большой цилиндр лишь немногим больше, чем в золотниковой коробке цилиндра, работающего свежим паром.

Кривая 2 (черт. 197) дает величину потерь от начальной конденсации в двухцилиндровой машине компаунд без перегрева. По сравнению с простой машиной потеря q_2 уменьшается в среднем на 35—40%, т. е. применение принципа компаунд оказывается с точки зрения борьбы с вредным влиянием стенок средством несколько менее действительным, чем даже умеренный перегрев пара.

Что касается уменьшения утечек пара через золотники и поршни в машине компаунд по сравнению с простой машиной (при одинаковом состоянии трущихся поверхностей и уходе за машиной в обоих случаях), то это явление обуславливается двумя ступенями давления подобно тому, как уменьшение вредного влияния стенок зависит от разделения рабочих пределов колебания температур на две ступени. На самом деле, если разность давлений пара в золотниковой коробке и в пароисходящей трубе, под влиянием которой происходит утечка через золотник, в машине однократного расширения равна для каждого цилиндра:

$$\Delta p = 12 - 13,5 \text{ кг/см}^2,$$

то здесь мы будем иметь:

$$\Delta p' \cong 7 - 8 \text{ кг/см}^2$$

в цилиндре высокого давления и

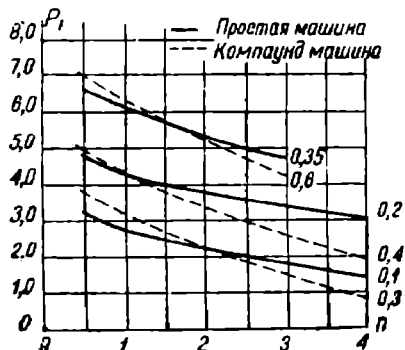
$$\Delta p'' \cong 4 - 4,5 \text{ кг/см}^2$$

в большом цилиндре.

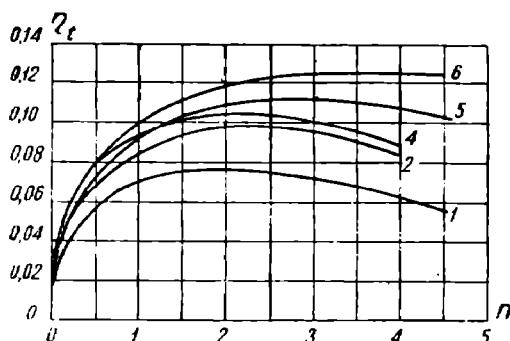
Кроме того утекающий через золотник малого цилиндра пар попадает не в конус, а в ресивер и оттуда в большой цилиндр, ввиду чего прямой потерей является только пропуск через золотник цилиндра низкого давления.

Ослабление вредного влияния стенок и пропусков пара через неплотности парораспределительных органов является главным преимуществом системы компаунд, наряду с которым она обладает одним весьма существенным отрицательным свойством, значительно суживающим область ее практического применения.

Дело в том, что в машине компаунд пару приходится совершать гораздо более длинный и извилистый путь и с большими скоростями, чем в простой машине; благодаря этому мятие пара, обуславливающее уменьшение полезной площади индикаторной диаграммы и ведущее к потере работы, здесь значительно больше. Кроме того в ресиверной трубе трудно избежать некоторого свободного необратимого расширения пара, вызывающего потерю давления.



Черт. 211.



Черт. 212.

На черт. 211 приведены для сравнения диаграммы изменения среднего индикаторного давления в машинах простой и компаунд в функции от числа оборотов. Как видим, наклон пунктирных кривых (для компаунд-машины) значительно больше, чем для простой машины. Отсюда заключение: вследствие большого мятия пара и перепада давлений в ресивере выгодность машины двукратного расширения уменьшается с увеличением числа оборотов.

Таким образом, применение принципа компаунд оказывается рациональным лишь в тихоходных машинах, т. е. в товарных паровозах; в быстроходных же пассажирских курьерских паровозах следует решительно предпочесть применение высокого перегрева.

Даже и в товарных паровозах применение компаунд-машины оказывается мало действительным средством к уменьшению вредного влияния стенок, уступая в этом отношении даже умеренному перегреву ($60 - 70^\circ$) в золотниковой коробке, как это явствует из черт. 197 и 212, где приведены величины индикаторных коэффициентов полезного действия машины для компаунд-паровоза (кривая 2) и для простой машины с умеренным, средним и высоким перегревом (кривые 4, 5 и 6).

Кривая 1 относится, как и на черт. 197, к бесперегревной машине простого действия.

Глава X

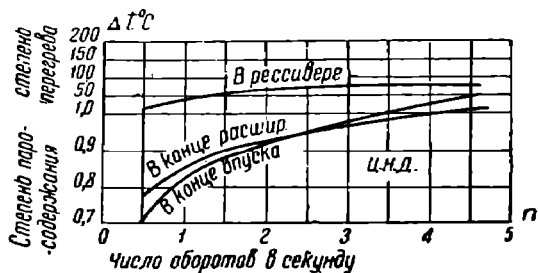
Применение принципа компаунд совместно с перегревом

Оба рассмотренные нами средства борьбы с начальной конденсацией и контракцией пара (перегрев и двойное расширение) часто применяются и совместно как в паровозах, так и в стационарных машинах.

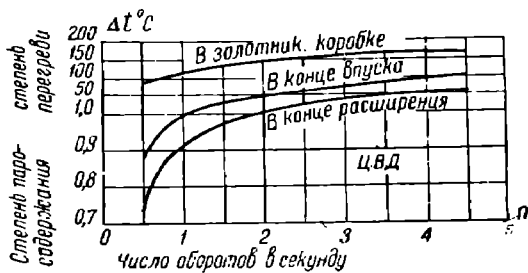
Диаграммы состояния пара в обоих цилиндрах высокоперегревного паровоза компаунд приведены на черт. 213 и 214, а тепловой баланс — на черт. 215.

Потери вследствие теплообмена со стенками (кривая 7, черт. 197) получаются в этом случае примерно такими же, как и для высокоперегревного паровоза с простой машиной (кривая 6). Явление это на первый взгляд не совсем понятно, а потому остановимся на нем несколько подробнее.

Дело в том, что, несмотря на сравнительно малые амплитуды колебания температур в цилиндрах компаунд и довольно высокий начальный перегрев, этот последний оказывается все-таки недостаточным, так как даже при довольно больших скоростях хода (до 3,5 об/сек) в цилиндре низкого давления будет иметь место появление росы на стенках уже к концу впуска (черт. 213),

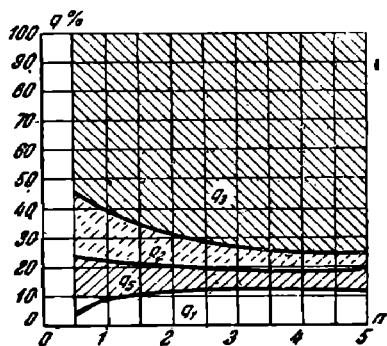


Черт. 213.

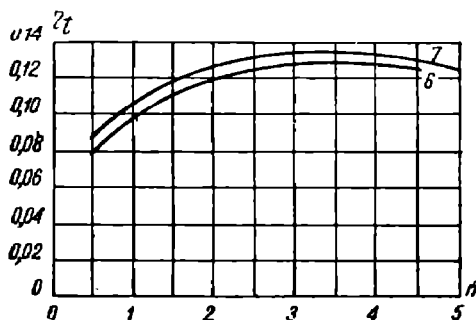


Черт. 214.

что, как мы знаем, неминуемо влечет за собой повышение интенсивности теплообмена, и только малый цилиндр может быть гарантирован от этого явления. Между тем теплообмен со стенками в цилиндре высокого давления приносит относительно мало вреда, так как отданное стенкам тепло, возвращаясь в период выпуска в ресивер, поступает затем в следующий (большой) цилиндр, где и производит полезную работу; конденсация же в цилиндре низкого давления является крайне нежелательной, так как отданное стенками тепло уносится прямо в конус и является уже прямой потерей. Так как значительно повысить перегрев сверх того предела, до которого он доведен



Черт. 215.



Черт. 216.

у рассматриваемого паровоза (160° в золотниковой коробке), уже не представляется возможным во избежание горения смазки и порчи золотниковых втулок, а с другой стороны, необходимо, как мы только что убедились, иметь в большом цилиндре более высокую степень перегрева, то с точки зрения увеличения термического эффекта было бы весьма целесообразно применять в паровозах компаунд дополнительный перегреватель пара в ресивере перед поступлением его в цилиндр низкого давления.

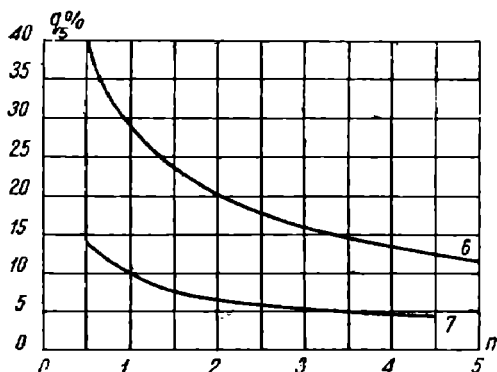
Рассматривая кривые индикаторного коэффициента полезного действия, представленн.е на черт. 212, мы видим, что при насыщенном паре компаунд-машина (кривая 2) экономичнее простой (кривая 1) примерно на 22%; при высоком же перегреве (черт. 216) экономия выражается цифрой 4-5%. Кривая 6 относится к простой машине с высоким перегревом, кривая 7 — то же, но компаунд.

Правда, перегрев у компаунд-паровоза несколько меньше (150°), чем у простого (180°), но независимо от этого необходимо по существу затронутого вопроса заметить следующее: применение принципа компаунд хотя и уменьшает начальную конденсацию, но зато дает и несколько меньшую индикаторную работу за счет большего мятия пара и неизбежного перепада давлений в ресивере; при высоком перегреве обмен тепла со стенками и при простой машине весьма незначителен и с трудом поддается дальнейшему уменьшению, в то время как указанный недостаток принципа последовательного расширения остается в полной силе.

Припоминая высказанные выше соображения о влиянии пропусков пара, сравним величины обуславливаемых ими тепловых потерь Q_5 для машин простой и компаунд. Черт. 217 показывает, что в первом случае потеря больше почти в 3 раза (кривая 6 относится к простой машине, кривая 7 — компаунд; степень перегрева пара в обоих случаях одинаковая).

Имея в общем случае две паровозные машины: одну системы компаунд и другую однократного расширения, было бы конечно рискованно утверждать а priori, что меньшая потеря от пропусков пара в первом паровозе целиком обуславливается типом машины, так как возможно, что золотниковые кольца и втулки этого паровоза просто находятся в несколько лучшем состоянии, что и дает меньшую величину потери Q_5 .

Но так как для сравниваемых нами двух паровозов утечки пара, полученные на стоянке в совершенно одинаковых условиях, оказались почти одинаковыми ($20,6 \text{ кг/мин}$ для паровоза компаунд и 20 кг/мин для простой машины), мы в праве утверждать, что меньшие утечки в пути у первого паровоза объясняются в некоторой своей части преимуществами машины компаунд.

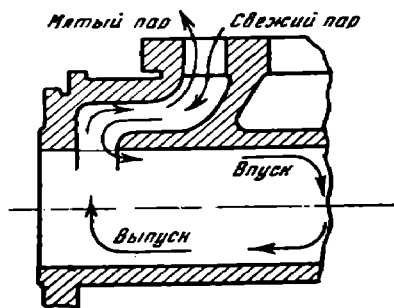


Черт. 217.

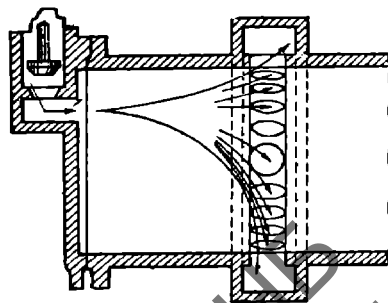
Глава XI

Прямоточная паровая машина

Одним из крупных недостатков обыкновенного золотникового парораспределения является, как уже было указано, то обстоятельство, что впуск и выпуск пара происходят через одни и те же окна (черт. 218); вследствие этого



Черт. 218.

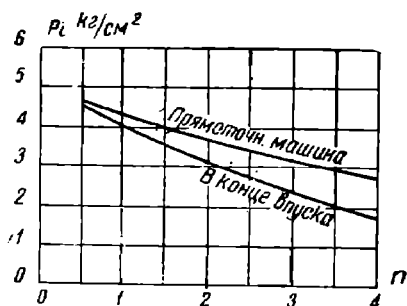


Черт. 219.

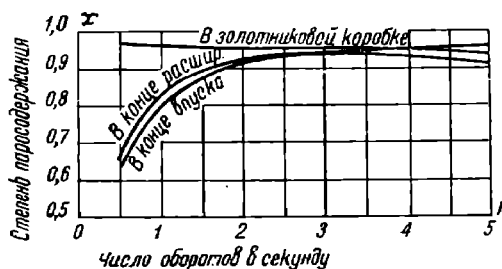
паровпускной канал и поверхность вредного пространства находятся в соприкосновении поочередно то со свежим паром высокой температуры, то с влажным отходящим паром, так что к моменту впуска свежей порции из золотни-

ковой коробки этот входящий пар встречает металлические стенки, сильно охлажденные предыдущим выпуском, и весьма интенсивно конденсируется.

В прямоточной машине, предложенной проф. Штумпфом, этот основной недостаток устранен. Здесь выпуск пара производится через окна, расположенные на внутренней поверхности самого парового цилиндра, на середине его длины (черт. 219), причем парораспределительным органом, ведающим выпуском пара, является сам поршень; клапанные же или золотниковые коробки, регулирующие впуск свежего пара, помещаются в крышках цилиндра. Благодаря такому разделению функций впуска и выпуска температура стенок впускного канала не подвержена столь резким температурным колебаниям, как в машине обычной конструкции, и поддерживается все время высокой. Эта особенность конструкции Штумпфа и является главным ее преимуществом с точки зрения лучшего теплоиспользования. Затем, так как площадь выпускных отверстий, расположенных по окружности рабочего цилиндра, удастся сделать весьма большой, то благодаря применению принципа прямого тока пара мятие



Черт. 220.



Черт. 221.

его при работе в цилиндре наблюдается в значительно меньшей степени, чем в обыкновенной машине.

На черт. 220 приведены диаграммы падения среднего индикаторного давления в функции от числа оборотов для двух паровозов при одних и тех же размерах цилиндров и степени наполнения: наклон кривой, относящейся к прямоточной машине, гораздо меньше, чем для второго паровоза с простой машиной, чем и подтверждается высказанное выше положение.

На черт. 221 имеем для бесперегревной паровой машины прямого тока диаграмму состояния пара: в товарной службе ($n = 1,5$ об/сек) средняя проезная влажность пара в цилиндре равна 10—11%, тогда как в обыкновенной машине (черт. 198) мы имеем для тех же условий 32%; в пассажирской службе при $n > 2,5$ об/сек паровоз работает почти сухим паром.

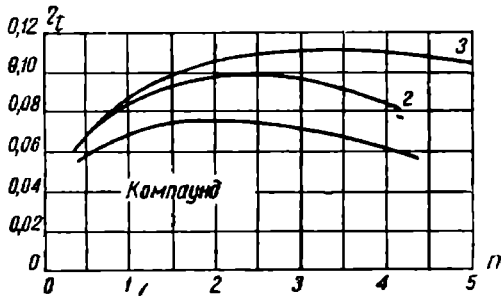
Тепловые потери от начальной конденсации пара показаны кривой 3 на черт. 197, причем они по величине оказываются примерно такими же, как и в машине компаунд. Полная экономия, даваемая машиной Штумпфа, должна, несомненно, быть больше, чем в компаунд-машине, благодаря гораздо меньшему мятию пара; подтверждением этого является черт. 222 с представленными на нем средними величинами индикаторных коэффициентов полезного действия для трех типов бесперегревных машин: простой (кривая 1), компаунд (кривая 2) и прямоточной (кривая 3), полученными при одинаковых условиях работы (степень наполнения для первой и третьей машины — 20%, для второй — 40% при отношении объемов цилиндров высокого и низкого давления 0,5).

Таким образом, прямоточная машина оказывается более выгодной, чем компаунд, особенно при больших скоростях хода. В товарной службе она дает до 25% экономии пара по сравнению с простой машиной и до 5% по сравнению с компаунд-машинной; в пассажирской службе эти цифры возрастают соответственно до 30 и 15%.

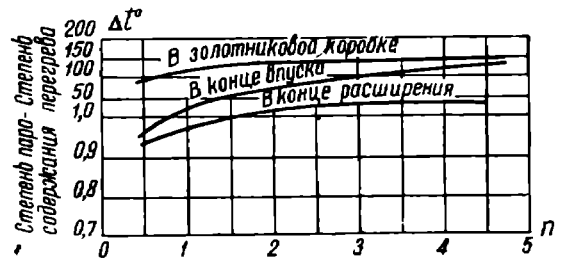
На черт. 223 приведены данные о состоянии пара в цилиндре для перегретой машины системы Штумпфа, на черт. 224 — зависимость количества тепла (в кал), отдаваемого стенкам в течение 1 хода поршня, от числа обо-

ротов машины. Здесь на одном планшете нанесены результаты, полученные из разработки опытных данных (по изложенному ранее методу) для разных степеней наполнения, причем оказывается, что Q_2 не зависит от ϵ . Явление это справедливо не только для машин Штумпфа, но и для всякой паровой машины, за исключением только тех случаев, когда при больших степенях впуска пар остается в цилиндре все время перегретым, а при малых конденсируется; при таких условиях кривая Q_2 для малых ϵ располагается несколько выше.

Величина q_2 — процентное отношение потери Q_2 к располагаемому теплу — представлена для рассматриваемого паровоза на черт. 197 (кривая 8), где она оказывается наименьшей.



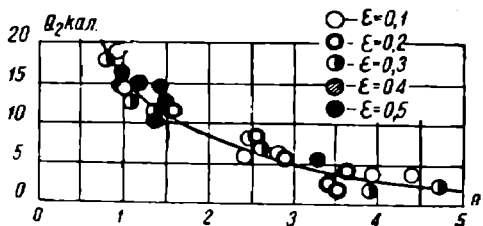
Черт. 222.



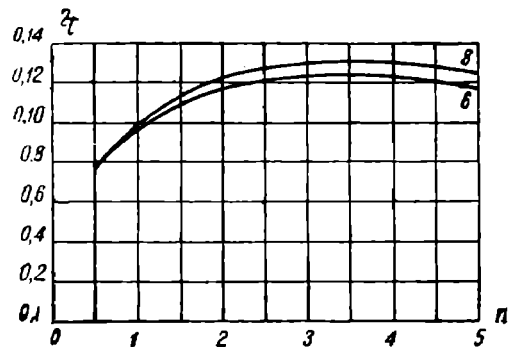
Черт. 223.

Черт. 225 представляет сравнение индикаторных коэффициентов полезного действия простой высокоперегревной машины и прямоточной с перегревом. Несмотря на то, что начальный перегрев в этом последнем случае на 40° ниже, преимущество большей экономичности остается все же за машиной Штумпфа. Если ввести поправку на степень перегрева, то повышение экономичности высокоперегревной машины при переделке ее по принципу Штумпфа выразится цифрой около 10—12%.

Предложенная проф. Штумпфом прямоточная машина быстро привилась на практике в стационарных установках, где вполне оправдала возлагаемые на нее надежды. Что же касается применения ее на паровозах, то здесь, особенно при первых попытках, встречались некоторые затруднения.



Черт. 224.



Черт. 225.

Во-первых, машина Штумпфа, давая резкий и кратковременный выхлоп пара, работает при больших наполнениях (к которым зачастую приходится прибегать в паровозах) настолько порывисто, что затрудняет правильное ведение топки и совершенно не позволяет топить неспекающимися и слабо спекающимися углями, доводя унос до недопустимых размеров¹.

Во-вторых, весьма тяжелая конструкция поршня (осевой размер которого почти равен длине хода) затрудняет надлежащее уравнивание паровоза.

¹ Вот почему у многих практиков-тяговиков сложилось убеждение, что прямоточная машина дает экономию лишь на легком профиле.

Первая попытка применения машины Штумпфа на паровозе была сделана в России в 1908 г. Управлением Московско-Казанской ж. д. на одном из паровозов серии А^п. Так как при этом старались переоборудовать паровоз с минимальными переделками, то результаты получились неудовлетворительные. Особенно много хлопот было с паровыми цилиндрами, для которых было оставлено прежнее крепление к рамам, оказавшееся, как и следовало ожидать, недостаточно жестким и надежным для цилиндра Штумпфа; вследствие этого цилиндры постоянно слабли и разбалтывались, и развивать на паровозе значительные скорости представлялось небезопасным, тем более что и противовесы на движущих и сцепных колесах при переоборудовании паровоза были оставлены без изменения.

В позднейших заграничных конструкциях все указанные недостатки были легко устранены надлежащим расчетом противовесов и цилиндрических креплений; для устранения же неприятных последствий чрезмерно резкого выхлопа были помещены между рамами на пути выходящего из цилиндров пара особые резервуары-расширители, в которых выравнивалось давление пара перед поступлением его в конус.

Таким образом, оба указанных недостатка оказываются вполне устранимыми, и прямоточная машина системы Штумпфа, как весьма рациональный с точки зрения теплоиспользования тип парового двигателя, заслуживает самого серьезного внимания.

Глава XII

Паровоз с атмосферной конденсацией пара

Общие сведения

Применение на паровозах конденсации пара преследует двоякую цель: 1) путем раздвижения рабочих пределов температур и давлений пара повысить термическую экономичность рабочего процесса; 2) питая котел конденсатом, сократить во много раз потребность паровоза в пополнении запасов свежей воды и избавиться от тех неприятностей, которые вызываются загрязнением поверхности нагрева котла при питании его сырой водой. Достижение первой цели требует вакуумной конденсации, которая хотя и разрешена для паровоза конструктивно, но вследствие своей сложности не нашла еще пока рентабельных форм своего существования на жел.-дор. транспорте. Осуществление атмосферной конденсации гораздо проще как в отношении конструктивного выполнения, так и в смысле ухода и обслуживания.

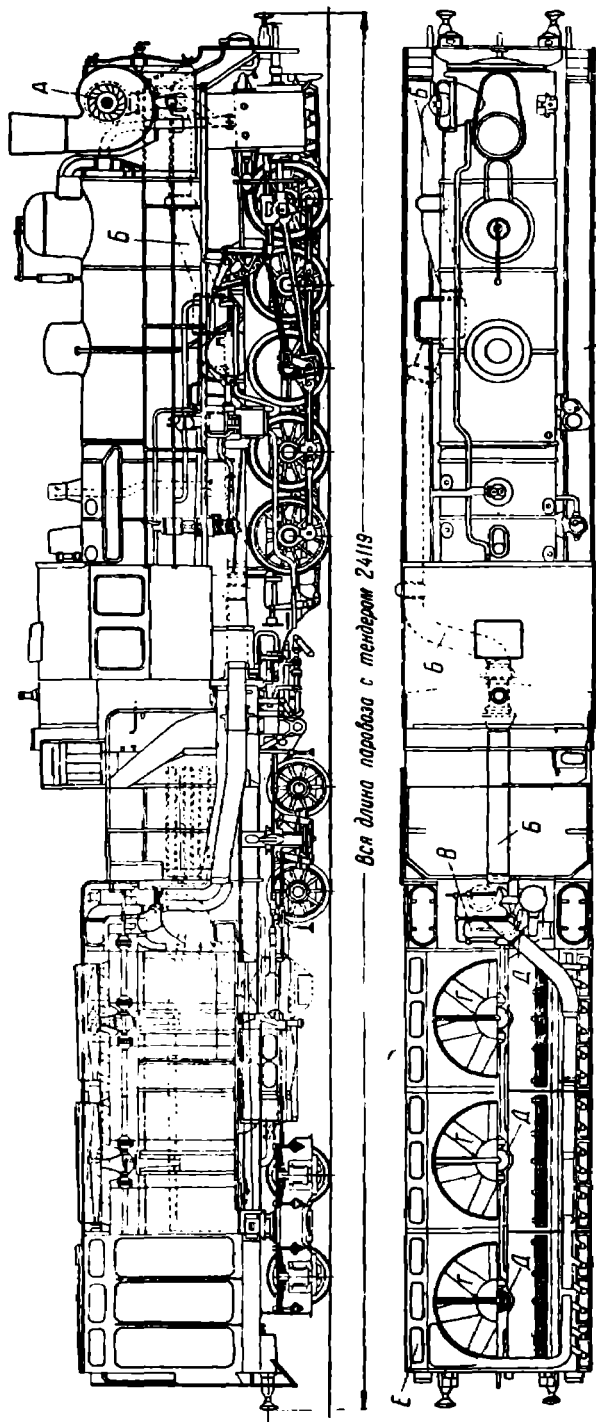
Первый в мире мощный паровоз с атмосферной конденсацией появился в Союзе ССР в 1933 г. и настолько хорошо зарекомендовал себя при испытаниях, что в настоящее время изготавливается в массовом порядке заводами СССР. Основные его преимущества: 1) наличие конденсационного устройства дает возможность совершать без набора воды пробеги порядка 1000 км; 2) турбовентиляторная дымососная установка, пришедшая на смену конусу, дает интенсивную равномерную тягу, позволяющую значительно форсировать топку.

Описание и схема

На черт. 226 представлен общий вид первого конденсационного паровоза серии Э^п-К, а на черт. 227 — общая схема его работы (в несколько упрощенном виде).

Весь отработавший пар из машины, питательных и тормозного насосов и пар из предохранительных клапанов поступает сначала в турбину дымососа, а затем в турбину конденсатора, приводящую в движение роторы конденсационной воздушной установки. Конденсат пара поступает из трубок конденсатора в специальный бак, из которого закачивается двумя питательными насосами в котел.

На черт. 226: А — дымососная установка, Б — трубопровод мятого пара, В — турбина вентилятора, Г — вентиляторные колеса, Д — коническая передача от турбинного вала к вентиляторам, Е — секции радиаторов.

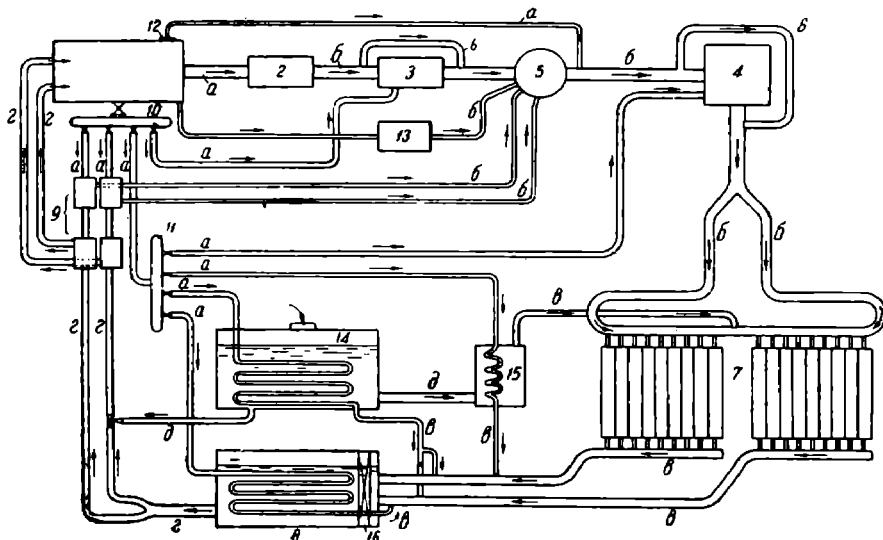


Вся длина паровоза с тендером 24119

Черт. 226.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

На черт. 227: 1 — паровой котел, 2 — паровая машина, 3 — турбина дымососа, 4 — турбина конденсатора, 5 — паровой маслоотделитель, 6 — перепускные клапаны, обеспечивающие более гибкое регулирование турбин путем пропуска части пара мимо турбины, 7 — секции конденсатора (по 9 штук с правой и левой стороны тендера), 8 — конденсационный бак, 9 — питательные насосы, 10 и 11 — пароразборные колонки паровоза и тендера, 12 — предохранительные клапаны, 13 — тормозной насос, 14 — бак сырой воды, 15 — испаритель, 16 — водяной маслоотделитель.



Черт. 227.

Трубопроводы свежего пара обозначены буквой *a*, отработавшего пара — *б*, конденсата — *в*, питательной воды — *г*, сырой воды — *д*.

На стоянках и при езде с закрытым регулятором предусмотрена возможность питания турбины дымососа свежим паром, как это видно из схемы. Бак сырой воды 14 служит для небольшого пополнения воды в конденсационном баке, причем сырая вода предварительно проходит через испаритель 15 и в виде конденсата вливается в питательную магистраль. Для возможности питания котла сырой водой из бака сырой воды имеется ответвление к питательным насосам.

Термический к. п. д. обычного паровоза имеет, как известно, следующее выражение:

$$\eta = \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{B_m} \cdot \eta_{\text{кнетто}} = \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{B_m} \cdot \frac{Q_1}{B_h \cdot K} \quad (354)$$

Для конденсационного паровоза в числителе выражения коэффициента полезного действия котла мы должны вместо Q_1 подставить:

$$Q_1 + \Delta Q_s,$$

где ΔQ_s — тепло, возвращаемое в котел конденсатом мягого пара.

Таким образом:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{B_m} \cdot \frac{Q_1 + \Delta Q_s}{B_h \cdot K} = \\ &= \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{B_m} \left(\eta_{\text{кнетто}} + \xi \right) = \frac{632 \cdot 1}{\lambda \cdot B_m} \cdot \eta_{\text{кнетто}} \left(1 + \frac{\xi}{\eta_{\text{кнетто}}} \right), \end{aligned} \quad (355)$$

где

$$\xi = \frac{\Delta Q_s}{B_h \cdot K}.$$

Если ϑ — температура конденсата (по опытам $\vartheta = 80 \div 90^\circ$), то:

$$\Delta Q_s = B_m \vartheta.$$

Тепловой процесс воздушного конденсатора

Конденсаторная поверхность нагрева, расположенная на тендере, осуществлена в виде ряда секций (на паровозах ЭГ-К и СО 18 секций — по 9 с каждой стороны тендера), состоящих из вертикальных трубок.

На паровозе ЭГ-К каждая секция состоит из 18 рядов труб (по фронту боковой стенки тендера); таких рядов в каждой секции — 8. Трубы имеют эллиптическое сечение (оси эллипса 30 и 10 мм) и длину 2 м. Большие оси эллипсов расположены перпендикулярно продольной оси тендера. Для увеличения воздушной поверхности нагрева трубки снабжены припаянными к ним пластинками прямоугольной формы размером 20 × 40 мм и толщиной около 0,3 мм; число таких пластинок на каждой трубке составляет 685; вертикальное расстояние между соседними пластинками (в свету) равно 2,4 мм. Размеры и расположение конденсационных трубок показаны на черт. 228.

Площадь сечения для прохода воздуха между двумя смежными трубками:

$$\omega = 2000 \cdot 25 - 2 \cdot 685 \cdot 5 \cdot 0,3 = 47\,945 \text{ мм}^2,$$

а периметр этого сечения:

$$\Pi = 2 \cdot 2000 + 2 \cdot 25 + 2 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 685 = 17\,750 \text{ мм},$$

откуда величина среднего гидравлического радиуса сечения:

$$r = \frac{\omega}{\Pi} = 2,7 \text{ мм} = 0,0027 \text{ м}.$$

Полная площадь сечения для прохода воздуха:

$$\Omega = 47\,945 \cdot 18 \cdot 18 = 15\,530\,000 \text{ мм}^2 = 15,53 \text{ м}^2.$$

Уравнение тепла для воздушного потока, продуваемого вентиляторами через конденсаторную поверхность, имеет вид:

$$Q = G_a \cdot c_p \cdot t_a, \quad (356)$$

где: G_a — вес продуваемого воздуха в кг/час;

c_p — его средняя теплоемкость;

t_a — температура.

По опытам Партингтона и Шиллинга для воздуха имеем:

$$c_p = 0,240 + 0,000006 t_a + 0,000000107 t_a^2.$$

В пределах колебания температуры воздуха от -40° до $+90^\circ$ можно принять:

$$c_p = \text{const} = 0,24,$$

после чего

$$Q = 0,24 \cdot G_a \cdot t_a. \quad (357)$$

Количество тепла dQ , получаемого воздухом от протекающего по трубкам пара через бесконечно малый элемент поверхности нагрева dH :

$$dQ = 0,24 \cdot G_a [(t_a + dt_a) - t_a] = 0,24 G_a dt_a. \quad (358)$$

С другой стороны:

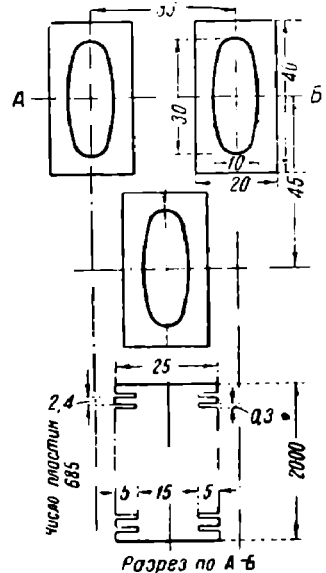
$$dQ = K \cdot dH (t_s - t_a), \quad (359)$$

где t_s — температура конденсирующегося в трубках пара.

Таким образом, имеем:

$$0,24 G_a \frac{dt_a}{t_s - t_a} = K \cdot dH. \quad (360)$$

* Зимой при поступлении в конденсатор $t_s = -40^\circ$; летом при выходе из конденсатора $t_s = +90^\circ$.



Черт. 228.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

После интегрирования левой части уравнения (360) в пределах от $t_e = t_e^o$ до $t_e = t_1^o$ и правой — от 0 до H получим уравнение теплопередачи:

$$0,24 G_s \ln \frac{t_e - t_o^o}{t_e - t_1^o} = K \cdot H. \quad (361)$$

Расчет размеров конденсационной поверхности нагрева
Тепло, получаемое охлаждающим воздухом:

$$Q_s = G_s \cdot 0,24 (t_1^o - t_o^o). \quad (362)$$

Тепло, отдаваемое мятым паром:

$$Q = B_m (\lambda_s - \vartheta). \quad (363)$$

Так как $Q_s = Q$, имеем:

$$G_s \cdot 0,24 (t_1^o - t_o^o) = B_m (\lambda_s - \vartheta). \quad (364)$$

Средняя скорость протекания воздуха в конденсаторе:

$$w = \frac{G_s}{\gamma_s \cdot 3600 \cdot \Omega}. \quad (365)$$

Подставляя из уравнения (362):

$$G_s = \frac{Q_s}{0,24(t_1^o - t_o^o)} \quad (366)$$

и

$$\gamma_s = \frac{10330}{R \left(\frac{t_1^o + t_o^o}{2} + 273 \right)} = \frac{10330}{29,27 \left(\frac{t_1^o + t_o^o}{2} + 273 \right)},$$

получим:

$$w = \frac{Q_s \left(\frac{t_1^o + t_o^o}{2} + 273 \right) 29,27}{0,24 (t_1^o - t_o^o) 10330 \cdot 3600 \cdot \Omega} \quad (367)$$

Из уравнения (361), заменяя в нем G_s из (366), находим:

$$K = \frac{Q_s \ln \frac{t_e - t_o^o}{t_e - t_1^o}}{H(t_1^o - t_o^o)}. \quad (368)$$

Используя серию опытных поездок с первым конденсационным паровозом серии Э^Ф-К № 5224, имеем следующие цифровые показатели, приведенные в табл. 71.

Таблица 71

№ опыта	Q_s	t_e	t_1^o	t_o^o	K	w
4	4 483 000	105,5	91,2	26	49,2	4,82
8	5 132 000	109,5	90	24	49,5	5,36
9	5 812 000	108	90	25	56,8	6,17
10	6 181 000	105	88	19	62,4	6,22
22	4 679 000	103	89	28	56,1	5,30
23	4 840 000	103	89	28	51,0	5,49
24	2 742 000	100,5	87,5	30	34,6	3,30
25	3 666 000	100	88	31	48,7	4,47
26	3 227 000	104,5	81	31	46,9	4,45
29	3 612 000	105,5	88	19	36,1	3,62

На черт. 229 полученные из опыта цифры нанесены в виде точек (кружков) и по ним проведена кривая, выражаемая уравнением:

$$K = 13,8 \cdot \omega^{0,8}. \quad (369)$$

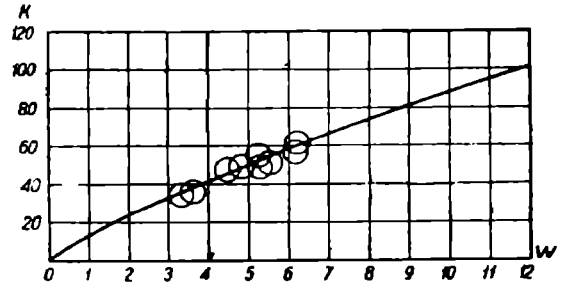
Принимая во внимание величину гидравлического радиуса сечения для прохода воздуха в радиаторах паровоза ЭГ-К, равную 0,0027 м, и обобщая в этом отношении предыдущую формулу, будем иметь:

$$K = 13,8 \cdot \omega^{0,8} \left(\frac{0,0027}{r} \right)^{0,214}, \quad (370)$$

справедливую конечно лишь для шахматного расположения трубок.

Расчетными уравнениями для определения необходимой поверхности воздушного конденсатора являются уравнения (361), (362), (364), (367) и (370). Уравнение (367) после подстановки в него из уравнения (362) значения Q_s принимает следующий вид:

$$\omega = \frac{G_s \cdot 29,27 \cdot \left(\frac{t_1^s + t_0^s}{2} + 273 \right)}{10330 \cdot 3600 \cdot \Omega} \quad (371)$$



Черт. 229.

Пример расчета

В качестве примера подсчитаем величину конденсационной поверхности для паровоза серии ФД.

Примем: расчетная паропроизводительность котла $B_m = 18000$ кг/час; температура пара при входе в трубки конденсатора $t_s = 105^\circ$, при выходе из них $\vartheta = 70^\circ$; температура наружного воздуха $t_0^s = 40^\circ$; теплосодержание выхлопного пара $\lambda_s = 650$ кал/кг.

Из уравнения (363):

$$Q = Q_s = 18000 (650 - 70) = 10\,440\,000 \text{ кал/час.}$$

На основании экспериментальных данных табл. 71 можно принять температуру воздуха по выходе из конденсатора $t_1^s = 90^\circ$. Тогда из уравнения (366) находим:

$$G_s = \frac{10\,440\,000}{0,24 (90 - 40)} = 870\,000 \text{ кг/час.}$$

Задаваясь средней скоростью протекания воздуха, омывающего конденсационную поверхность нагрева $\omega = 10$ м/сек, имеем из уравнения (369):

$$K = 13,8 \cdot 10^{0,8} = 87 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 1^\circ.$$

Из уравнения (361) имеем:

$$H = \frac{0,24 \cdot 870\,000 \ln \frac{105 - 40}{105 - 90}}{87} = 3513 \text{ м}^2.$$

Наконец из уравнения (371) получаем:

$$\Omega = \frac{870\,000 \cdot 29,27 \left(\frac{90 + 40}{2} + 273 \right)}{10 \cdot 10330 \cdot 3600} = 23,09 \text{ м}^2.$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Экономичность паровоза в целом. Предельная мощность современного паровоза. Перспективы дальнейшего ее повышения

Объединяя теперь все полученные нами сведения о работе паровозного котла и машины, мы можем дать общую оценку паровоза как транспортирующего двигателя, состоящего из котла, паровой машины и экипажа, с точки зрения экономичности его рабочего процесса.

Индикаторный коэффициент полезного действия паровой машины выражается следующим образом:

$$\eta_m = \frac{632 \cdot N_i}{B_m(\lambda - \vartheta)} \quad (a)$$

Коэффициент полезного действия котла согласно изложенному в первой части нашего курса:

$$\eta_{\kappa} = \frac{B_m(\lambda_u - \vartheta)}{B_h \cdot K} \quad (b)$$

Коэффициент полезного действия пароподводящего трубопровода, учитывающий падение теплосодержания пара на пути из котла в паровые цилиндры:

$$\eta_{mp} = \frac{\lambda'}{\lambda_u} \quad (c)$$

Механический коэффициент полезного действия машины, учитывающий так называемое внутреннее трение в машине (поршней, золотников и т. п.), выражают обычно в виде отношения:

$$\eta_{\mu} = \frac{N_{\kappa}}{N_i} \quad (d)$$

где N_{κ} — мощность, отнесенная к ободу движущих колес.

Подставляя в выражение общего коэффициента полезного действия значения отдельных составляющих по уравнениям (a) — (d), получаем:

$$\eta = \eta_{\kappa} \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{\mu} = \frac{B_m \cdot (\lambda_u - \vartheta)}{B_h \cdot K} \cdot \frac{632 \cdot N_i}{B_m(\lambda - \vartheta)} \cdot \frac{\lambda'}{\lambda_u} \cdot \frac{N_{\kappa}}{N_i} \approx \frac{632 \cdot N_{\kappa}}{B_h \cdot K} \quad (372)$$

Величина η_m при средних реализуемых в эксплуатации скоростях хода колеблется в зависимости от типа машины и качества пара в пределах 0,065 — 0,150; если же отбросить простую машину без перегрева, ныне в паровозах уже не применяемую, то пределы суживаются до 0,090 — 0,150.

Коэффициент полезного действия котла изменяется для разных паровозов и топлива в пределах 0,50 — 0,75 и в среднем может быть принят равным 0,65, при стокере — не свыше 0,65; η_{mp} можно принимать равным 0,98 — 0,99.

Коэффициент η_{μ} при малых скоростях близок к единице, но затем уменьшается сначала медленно, потом быстрее, доходя при скоростях, соответствующих 4—5 оборотам ведущей оси в секунду, до 0,6—0,7. В среднем можно принять $\eta_{\mu} \approx 0,9$.

В табл. 72—86 приведены значения полного к. п. д. машины ($\eta_m \cdot \eta_{\mu}$) в процентах для ряда паровозов нашей сети.

Паровоз серии 00 (однократное расширение)

Таблица 72

	10	20	30	40	50
V	10	20	30	40	50
$\frac{V}{B_m}$	16,1	14,7	14,4	14,9	—
$\frac{N_{\kappa}}{Z_m}$	38,3	60	—	—	—
λ_{κ}	646	646	646	646	646
$\eta_m \cdot \eta_{\mu} \%$	6,07	6,65	6,80	6,58	—

Таблица 73

Паровоз серии Щ^{II} (однократное расширение)

V	10	20	30	40	50
$\frac{B_m}{N_k}$	14,0	12,1	10,6	10,2	10,5
Z_m	20	43	48	48	49
$t_{\dot{u}}$	268°	282°	285°	285°	287°
$\lambda_{\dot{u}}$	712	720	722	722	723
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	6,34	7,26	8,26	8,59	8,32

Таблица 74

Паровоз серии Э (однократное расширение)

V	10	20	30	40	50
$\frac{B_m}{N_k}$	11,6	10,0	8,9	8,4	—
Z_m	30	43	48	55	—
$t_{\dot{u}}$	319°	327°	330°	332°	—
$\lambda_{\dot{u}}$	740	744	746	747	—
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	7,37	8,50	9,52	10,08	—

Таблица 75

Паровоз серии Э^M (однократное расширение)

V	10	20	30	40	50	60
$\frac{B_m}{N_k}$	8,10	7,45	7,25	7,25	7,70	8,24
Z_m	25	41	50	56	58	63
$t_{\dot{u}}$	357°	395°	417°	411°	412°	413°
$\lambda_{\dot{u}}$	760	779	785	787	787	788
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	10,26	10,88	11,11	11,09	10,46	9,76

Таблица 76

Паровоз серии СО (однократное расширение)

V	10	20	30	40	50	60	70	80
$\frac{B_m}{N_k}$	9,88	7,86	7,24	7,21	7,42	7,85	8,51	9,12
Z_m	26,5	36,5	43,8	49,0	53,5	56,1	57,6	58,7
$t_{\dot{u}}$	320°	349°	365°	373°	377°	379°	381°	382°
$\lambda_{\dot{u}}$	739	754	762	766,5	768,5	769,5	770,5	771
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	8,66	10,66	11,45	11,43	11,09	10,46	9,63	9,00

Таблица 77

Паровоз серии ФД (однократное расширение)

V	10	20	30	40	50	60	70	80
$\frac{B_m}{N_k}$	10,1	8,7	8,1	7,95	8	8,25	8,50	9,0
Z_m	23	40	49	56	62	—	—	—
$t_{\dot{u}}$	300°	345°	360°	365°	368°	—	—	—
$\lambda_{\dot{u}}$	735	752	760	762	764	—	—	—
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	8,54	9,66	10,26	10,64	10,88	—	—	—

Таблица 78

Паровоз серии О^В (компаунд)

V	10	20	30	40	50
$\frac{B_m}{N_k}$	13,3	11,95	12,2	13,3	—
Z_m	20	33	43	50	—
$\lambda_{\dot{u}}$	646	646	646	646	—
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	7,35	8,20	8,00	7,35	—

Таблица 79

Паровоз серии Б^н (компаунд)

V	10	20	30	40	50
$\frac{B_m}{N_k}$	8,6	7,7	7,1	6,7	6,7
Z_m	18	28	33	36	36
t_a	322°	357°	367°	372°	372°
λ_a	740	759	764	766	766
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	9,94	10,82	11,66	12,32	12,32

Таблица 80

Паровоз серии ИС (однократное расширение)

V	20	40	60	80	100	120
$\frac{B_m}{N_k}$	8,02	7,38	7,20	7,05	7,21	7,40
Z_m	33	51	62,5	70	77	83
t_a	343°	377°	387°	395°	398°	400°
λ_a	751	768	773	777	778	779
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	10,49	11,15	11,35	11,54	11,26	10,96

Таблица 81

Паровоз серии К^у (однократное расширение)

V	20	40	60	80	100
$\frac{B_m}{N_k}$	10,2	8,3	8,2	8,1	—
Z_m	30	45	52	59	—
t_a	313°	329°	335°	338°	—
λ_a	736	744	747	749	—
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	8,43	9,65	10,33	10,41	—

Таблица 82

Паровоз серии С (однократное расширение)

V	20	40	60	80	100
$\frac{B_m}{N_k}$	10,2	8,85	8,1	7,9	7,9
Z_m	26	36	40	43	45
t_a	336°	365°	375°	381°	383°
λ_a	749	758	768	771	773
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	8,27	9,42	10,16	10,36	10,34

Таблица 83

Паровоз серии С^у (однократное расширение)

V	20	40	60	80	100	120
$\frac{B_m}{N_k}$	9,3	8,0	7,3	7,2	7,4	7,74
Z_m	25	34	39	43	47	63
t_a	320°	346°	358°	366°	375°	385°
λ_a	740	753	759	763	767	772
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	9,20	10,50	11,41	11,51	11,13	10,58

Таблица 84

Паровоз серии М (однократное расширение)

V	20	40	60	80	100
$\frac{B_m}{N_k}$	9,35	7,85	7,45	7,30	—
Z_m	30	44	52	56	—
t_a	310°	370°	380°	387°	—
λ_a	750	765	770	773	—
$\eta_m \cdot \eta_m \%$	9,00	10,53	11,00	11,20	—

Паровоз серии НВ (компаунд)

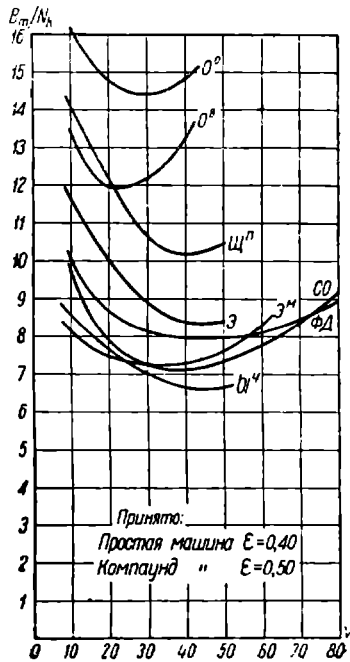
V	20	40	60	80	100
$\frac{P_m}{N_k}$	12,85	11,75	12,10	13,15	14,40
$\frac{N_k}{N_k}$	—	—	—	—	—
λ_k	646	646	646	646	646
$\eta_k \cdot \eta_m \%$	7,61	8,32	8,08	7,44	6,80

Таблица 86

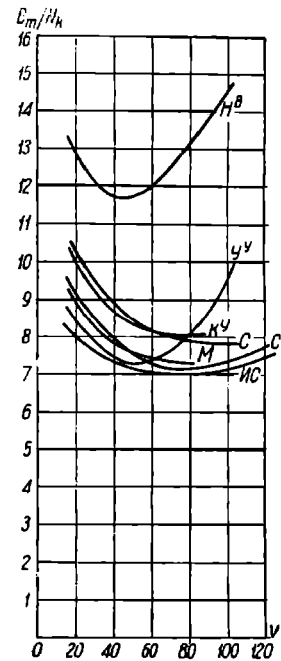
Паровоз серии УУ (компаунд)

V	20	40	60	80	100
$\frac{P_m}{N_k}$	8,40	7,45	7,35	8,10	9,55
Z_m	28	43	55	64	—
i_d	334°	347°	350°	352°	—
λ_d	747	763	755	756	—
$\eta_m \cdot \eta_m$	10,08	11,27	11,39	10,13	—

При составлении таблиц для товарных паровозов принято: для паровозов однократного расширения степень наполнения $\epsilon = 0,4$; для паровозов компаунд $\epsilon = 0,5$. Результаты представлены графически на черт. 230.



Черт. 230.



Черт. 231.

Для пассажирских паровозов принято: для машин простого расширения $\epsilon = 0,35$, для машин компаунд $\epsilon = 0,50$. Кривые построены на черт. 231.

На черт. 207 приведены данные о величине $\frac{P_m}{N_k}$ при разных степенях перегрева для машин однократного расширения и компаунд, а на черт. 232 по этим данным построены кривые экономичности (по расходу топлива) для перегретых машин простых и компаунд. График черт. 232 показывает, между прочим, что применение принципа компаунд при высоком перегреве нерентабельно.

Приведенные данные позволяют рекомендовать при подсчетах следующие величины полного к. п. д. машины паровоза (табл. 87).

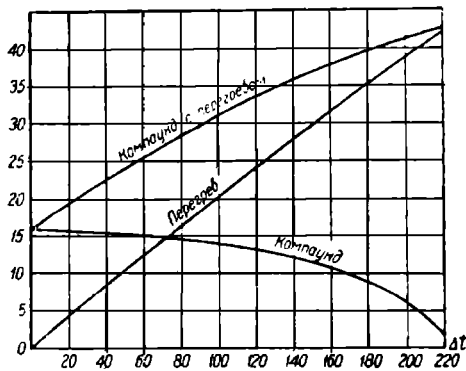
Таблица 87

Машина простого расширения без перегрева	$\eta_m \cdot \eta_t = 0,058$
" " " с низким перегревом .	$\eta_m \cdot \eta_t = 0,085$
" " " со средним "	$\eta_m \cdot \eta_t = 0,100$
" " " с высоким "	$\eta_m \cdot \eta_t = 0,115$
" компаунд без перегрева	$\eta_m \cdot \eta_t = 0,080$
" " " с высоким перегревом	$\eta_m \cdot \eta_t = 0,120$

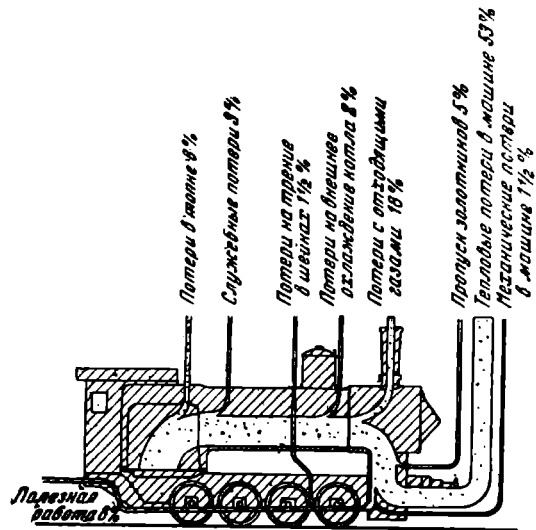
В случае применения подогрева питательной воды, дающего, как мы видели, при форсированной работе в среднем около 12% экономии, предыдущие цифры должны быть увеличены в отношении 1,10—1,12.

На черт. 233 представлен примерный средний баланс тепла в паровозе с выделением всех тепловых потерь.

Теперь мы имеем более или менее полное представление о той степени экономичности, с которой работают современные паровозы. Посмотрим, какова



Черт. 232.



Черт. 323.

же будет их предельная мощность при ручной загрузке топлива.

Зная из черт. 207 величину $\frac{B_m}{N_k}$ для той или иной степени перегрева пара, вычисляем $\eta_m \cdot \eta_t$; задаваясь величинами η_k и $\eta_{тр}$, подсчитываем:

$$\eta = \eta_k \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_m \cdot \eta_t$$

Из уравнения (372) находим $\frac{B_k}{N_k}$. Наибольший часовой расход угля при ручном отоплении принимается в 3000 кг/час. Теплопроизводительность угля принимаем в 7000 кал/кг; давление пара в котле $P_k = 14$ кг/см²; подогрев воды 100°.

По этим данным составляем табл. 88.

Таблица 88

	0	50°	100°	150°	200°
$\frac{B_m}{N_{\kappa}}$	13,80	12,00	10,22	8,65	7,30
λ_a	669	689	726	752	778
$\lambda_a - \vartheta$	569	689	626	652	678
$\eta_m \cdot \eta_m$	0,0805	0,0880	0,0985	0,1109	0,1280
η_{κ}	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
η_{mp}	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
η	0,0318	0,0567	0,0633	0,0722	0,0322
$\frac{B_h}{N_{\kappa}}$	1,745	1,593	1,376	1,251	1,098
$\max N_{\kappa}$	1710	1875	2100	2400	2730

В случае необходимости в более мощных паровозах приходится переходить на механическое обслуживание топки (стокер).

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица 1. Паровоз серии 00

Топливо: нефть состава 86,4 С+12,4 Н+1,2 О; теплотворная способность (низшая рабочая) $K=9900$ кал/кг

$$R=1,85 \text{ м}^3 \quad H_{\partial}=129,0 \text{ м}^3$$

$$H_m=10,7 \text{ м}^3 \quad \Omega_{\partial}=0,3134 \text{ м}^3$$

№ поездки	Месяц и число	V	t_x	p_k	x_k	A_0	A_1	h_0	h_1	Σa	Σb	b_{ϕ}	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_2 (внизу)	T_2 (вверху)	T_3 (внизу)	T_3 (вверху)	t'	t_0	τ	t_0
313	1913 г. 4/IV	46	1,367	11,6	0,96	16 100	6 150	5 841	5 641	610	517	133	932	10,3	3,8	59	118	1 241	1 260	504	491	—	—	14	14
317	8/IV	15	0,308	12,0	0,97	9 400	8 025	5 673	5 749	175	102	34	91	9,2	7,7	11	27	913	983	263	272	—	—	18	18
318	8/IV	22	0,705	12,3	0,97	13 210	10 075	5 801	5 892	401	185	78	199	8,5	8,8	13	32	858	937	275	278	—	—	20	18
319	8/IV	22	0,608	12,1	0,97	4 250	1 100	5 762	5 852	390	218	66	195	10,5	5,9	16	50	930	1 000	297	294	—	—	15	12
320	9/IV	8	0,645	12,3	0,97	11 250	8 165	5 579	5 762	419	213	72	238	10,3	6,4	8	48	931	977	295	289	—	—	14	16
321	9/IV	12,7	0,909	12,4	0,96	16 500	11 575	5 820	5 895	433	284	99	363	10,5	6,5	22	70	1 020	1 032	348	334	—	—	15	15
322	9/IV	11	0,612	12,1	0,96	7 350	4 050	5 771	5 711	277	210	65	227	10,3	6,8	25	60	991	988	326	317	—	—	13	12
324	10/IV	27	0,663	12,1	0,95	15 825	12 275	5 770	5 880	310	219	66	235	10,6	5,7	23	46	980	984	336	318	—	—	15	16
326	11/IV	19	0,995	12,1	0,95	16 250	10 500	5 744	5 788	429	368	102	444	11,8	3,4	28	51	1 073	1 071	369	352	—	—	12	13
327	11/IV	20	0,889	12,0	0,95	8 425	2 700	5 830	5 790	531	309	92	442	11,7	3,9	40	60	1 101	1 099	348	339	—	—	8	14
328	11/IV	18	1,031	—	0,94	9 125	1 935	5 845	5 790	471	374	120	567	11,9	3,8	39	62	—	1 143	392	401	—	—	10	15
329	11/IV	18	0,933	12,0	0,95	17 475	10 750	5 916	5 870	460	291	100	551	11,8	3,9	45	72	—	1 132	387	375	—	—	10	14
331	12/IV	21	0,868	11,9	0,94	15 900	10 200	5 887	5 610	502	275	87	471	11,6	3,9	42	81	1 171	1 144	411	390	—	—	10	13
334	16/IV	13	1,010	—	0,96	6 650	1 025	5 900	5 190	579	261	109	452	11,5	3,6	28	69	1 059	1 058	365	478	—	—	11	17
335	16/IV	14	0,967	11,8	0,96	15 075	9 125	5 795	5 510	549	383	104	477	11,6	3,6	31	71	1 095	1 095	382	388	—	—	11	10
336	17/IV	8	0,647	11,9	0,96	11 625	8 475	5 950	5 550	371	347	70	254	11,2	5,4	30	62	974	1 014	346	316	—	—	11	13
337	17/IV	13	0,997	12,0	0,96	8 125	2 300	5 920	5 210	577	592	109	485	11,6	3,8	49	97	1 084	1 136	402	407	—	—	11	—
338	17/IV	15	0,814	11,8	0,96	8 900	3 075	5 900	5 270	464	460	86	533	11,2	3,2	68	120	1 190	1 284	484	469	—	—	10	5

Таблица I. Паровоз серии 00

$$R = 1,85 \text{ м}^2 \quad H_{\partial} = 129,0 \text{ м}^3$$

$$H_m = 10,7 \text{ м}^2 \quad \Omega_{\partial} = 0,3134 \text{ м}^3$$

№ поездки	Месяц и число	V	t_r	p_k	x_k	A_0	A_1	h_0	h_1	Σa	Σb	b_{ϕ}	E	CO ₂	O ₂	Δ_1	Δ_2	T_2 (внизу)	T_2 (сверху)	T_3 (внизу)	T_3 (сверху)	t'	t_e	τ	t_e
340	1913 г 18/IV	12	1,165	—	0,96	6 500	1 275	5 910	5 450	670	397	133	416	11,4	4,7	18	46	9 87	1 019	349	334	—	—	9	—
341	18/IV	17	0,761	12,1	0,97	12 500	8 035	5 750	5 515	436	288	82	372	11,3	3,8	34	77	1 108	1 094	412	407	—	—	9	—
342	19/IV	24	0,742	11,8	0,97	8 17	2 275	5 930	5 410	437	366	80	532	10,7	3,7	73	128	1 202	1 215	446	445	—	—	12	—
343	19/IV	23	0,795	11,4	0,96	13 025	7 075	5 910	5 175	459	459	82	600	10,5	3,2	74	138	1 244	1 232	528	532	—	—	12	—
344	20/IV	25	0,738	12,0	0,96	7 625	3 150	5 835	5 440	439	264	81	343	11,4	4,1	35	54	1 080	988	361	387	—	—	13	—
345	20/IV	19	0,975	12,1	0,97	15 300	10 550	5 970	5 820	562	301	107	347	11,5	4,4	19	47	965	923	341	327	—	—	14	—
346	20/IV	18	1,010	12,0	0,97	16 450	11 700	5 970	5 825	582	300	107	336	11,3	5,0	16	41	977	934	337	342	—	—	13	17
347	20/IV	22	0,850	11,9	0,96	7 275	1 425	5 880	5 290	493	318	93	527	11,4	3,6	48	91	1 157	1 152	448	463	—	—	13	11
348	20/IV	22	0,908	11,9	0,97	16 800	9 975	5 965	5 270	513	430	98	675	10,2	3,1	73	136	1 224	1 192	535	528	—	—	17	—
349	21/IV	21	0,788	11,9	0,97	7 150	2 075	5 890	5 140	442	442	85	472	11,2	3,7	40	72	1 133	1 132	428	444	—	—	11	4
350	21/IV	22	0,756	11,9	0,96	15 200	10 425	5 910	5 250	434	478	79	424	11,5	3,8	35	64	1 144	1 098	446	440	—	—	13	—
351	21/IV	15	0,395	12,0	0,96	7 850	6 275	5 790	5 800	222	139	41	100	11,8	3,9	10	21	855	906	260	266	—	—	—	6
352	21/IV	15	0,863	11,9	0,96	11 300	8 100	5 800	5 695	496	262	88	214	11,7	4,7	10	20	835	884	258	270	—	—	12	5
353	21/IV	15	0,908	12,0	0,97	6 575	650	5 915	5 330	521	342	96	442	11,7	3,4	34	60	1 044	1 057	394	389	—	—	—	4
354	22/IV	15	0,727	12,0	0,96	7 775	3 525	5 950	5 870	444	317	84	314	12,0	3,1	52	45	1 015	1 086	348	334	—	—	—	0
355	22/IV	12	0,583	12,0	0,97	6 770	4 125	5 930	5 715	335	222	73	198	11,6	4,6	20	34	929	1 021	295	393	—	—	—	0

Таблица I. Паровоз серии ОО

Топливо: нефть состава 86,4С+12,4Н+1,2О; теплотворная способность (низшая рабочая) $K=9\,900$ кал/кг

$$R=1,85 \text{ м}^3 \\ H_m=10,7 \text{ м}^3$$

$$H_0=129,9 \text{ м}^3 \\ \Omega_0=0,3134 \text{ м}^3$$

№ поездки	Месяц и число	V	$t_{\text{н}}$	$P_{\text{к}}$	$x_{\text{к}}$	A_0	A_1	h_0	h_1	Σa	Σb	b_{ϕ}	E	CO ₂	C ₂	Δ_2	Δ_3	T_0 (н-изу)	T_2 (вверху)	T_3 (внизу)	T_3 (вверху)	t'	t_e	t_s		
1913 г.																										
356	28/IV	45	0,750	12,1	0,97	11 350	4 450	5 940	5 540	414	282	82	594	10,1	5,6	89	199	1 207	1 084	438	—	—	—	15	6	
357	28/IV	36	0,970	12,2	0,97	19 350	12 300	5 850	5 810	522	303	106	537	10,3	5,8	69	147	1 132	1 026	437	415	—	—	15	12	
358	28/IV	6	1,190	12,2	0,97	9 650	2 375	5 800	5 720	553	393	114	624	10,3	6,0	50	128	8 030	1 003	433	407	—	—	10	16	
359	28/IV	45	1,530	11,9	0,97	21 475	9 650	5 760	5 790	849	637	162	1 138	9,7	6,3	60	138	1 135	1 068	523	493	—	—	10	14	
360	28/IV	35	0,880	11,9	0,97	10 625	3 075	5 900	5 800	500	377	93	732	9,5	5,7	50	165	1 188	—	489	479	—	—	11	22	
361	28/IV	28	1,330	11,6	0,97	20 450	10 625	5 800	5 400	763	605	142	1 015	9,0	5,6	48	145	1 227	1 175	537	537	—	—	11	22	
362	28/IV	10	0,795	11,9	0,97	8 575	2 850	5 920	5 800	445	691	85	449	9,3	7,0	45	137	1 019	1 039	398	349	—	—	10	20	
363	28/IV	51	1,480	11,6	0,96	20 050	8 575	5 800	5 750	835	751	155	985	9,2	7,5	71	209	1 122	1 089	458	438	—	—	11	17	
364	29/IV	12	—	—	—	13 450	4 500	5 765	5 885	—	—	—	—	—	—	16	56	—	—	—	—	—	—	10	—	
365	29/IV	12	1,030	12,2	0,97	12 400	7 025	5 875	5 790	714	278	111	390	9,8	7,2	16	57	1 144	1 114	326	323	—	—	10	15	
366	29/IV	40	1,630	12,2	0,96	11 425	2 800	5 912	5 905	1141	469	182	625	9,7	7,65	18	53	1 110	1 110	340	338	—	—	12	13	
367	30/IV	13	1,300	12,2	0,96	9 325	2 725	5 545	5 900	761	400	126	461	9,7	7,4	21	56	1 197	1 011	343	394	—	—	8	2	
369	30/IV	13	0,594	12,1	0,96	7 625	3 650	5 915	5 640	399	210	66	341	10,1	6,5	35	96	1 119	1 007	405	398	—	—	13	9	
370	30/IV	52	1,475	12,0	0,96	19 800	7 625	5 610	5 915	875	581	163	1 012	9,4	6,5	60	160	1 208	1 179	480	476	—	—	13	7	
371	30/IV	39	0,778	12,2	0,96	9 215	3 300	6 040	5 600	523	261	87	534	9,9	6,2	51	134	1 155	1 137	425	436	—	—	10	15	
372	30/IV	34	1,070	11,6	0,96	18 450	9 550	5 520	5 290	748	514	115	851	9,2	6,8	71	170	1 240	1 210	497	513	—	—	9	8	
373	1/V	13	0,620	12,1	0,96	7 050	2 850	5 880	5 555	336	221	70	377	10,2	6,1	50	115	1 118	1 102	408	412	—	—	14	10	
374	1/V	52	1,550	11,7	0,95	19 000	7 050	5 555	5 900	880	747	166	1 034	9,7	6,4	69	173	1 156	1 147	472	471	—	—	14	17	
377	2/V	12	0,590	12,2	0,96	6 650	3 200	4 850	5 810	334	235	66	281	9,7	6,9	34	82	910	1 007	371	392	—	—	13	9	
378	2/V	42	1,800	12,2	0,96	15 950	7 100	5 870	5 890	1009	553	202	679	10,1	6,8	28	52	929	982	355	382	—	—	12	8	
380	2/V	35	1,030	12,4	0,96	12 500	7 480	5 965	5 752	580	326	116	405	9,6	7,3	21	48	933	1 004	345	363	—	—	11	15	

Таблица II. Паровоз серии С

Топливо: нефть состава 86,4 С+12,4Н+1,2 О; теплотворная способность (рабочая низшая) $K=9\,900$ кал/кг

$$R = 3,8 \text{ м}^2 \quad H_{жк} = 48,4 \text{ м}^2 \quad \Omega_{жк} = 0,2274 \text{ м}^2$$

$$H_m = 15,4 \text{ м}^2 \quad H_d = 51,5 \text{ м}^2$$

$$H_d = 127,1 \text{ м}^2 \quad \Omega_d = 0,2824 \text{ м}^2$$

№ поезда	Месяц и число	V	t_x	$p_{ж}$	$x_{ж}$	A_0	A_1	h_0	h_1	Σa	Σb	b_{ϕ}	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_2^d	$T_2^{жк}$	T_3^d	$T_3^{жк}$	t'	t_b	τ	t_d
748	1913 г. 27/VII	50	1,315	13,2	0,94	21 400	17 530	6 820	6 930	468 388	185	310	10,0	7,4	5	10	643	744	223	268	219	130	19	16	
749	27/VII	47	1,512	13,1	0,93	21 710	16 830	7 000	7 200	538 404	184	310	9,5	8,0	5	10	509	709	221	265	226	150	18	16	
750	27/VII	58	1,141	13,1	0,94	21 260	17 230	7 180	6 790	424 339	151	350	9,8	7,6	15	20	745	686	250	303	277	120	19	17	
751	27/VII	85	0,835	13,3	0,94	22 070	17 980	7 120	6 880	317 319	164	380	10,3	7,1	22	29	879	820	285	345	275	132	19	18	
752	23/VII	66	1,012	13,3	0,94	20 730	15 710	6 930	6 890	379 339	149	448	11,2	5,7	20	26	889	878	279	346	278	131	19	19	
753	28/VII	99	0,766	13,2	0,92	20 430	13 790	6 760	6 550	278 384	226	650	12,2	3,6	41	76	1 155	1 111	381	457	352	144	19	17	
754	28/VII	35	1,901	13,2	0,93	20 430	10 640	7 180	6 620	704 797	332	850	10,6	6,5	21	33	878	923	275	347	294	137	20	25	
755	28/VII	99	0,720	13,4	0,93	21 400	15 940	6 920	6 870	259 277	133	500	11,35	5,6	35	58	1 028	1 045	330	410	310	138	18	19	
756	31/VII	78	0,898	13,2	0,93	17 720	10 530	6 860	6 710	344 386	167	650	10,4	7,0	39	69	1 032	904	317	405	338	145	19	14	
757	31/VII	61	1,136	13,2	0,92	20 100	9 800	7 160	6 540	404 721	314	970	11,5	4,9	50	85	1 097	962	347	410	353	148	17	17	
758	31/VII	71	0,989	13,2	0,93	18 790	14 020	7 230	6 980	381 417	184	430	11,1	6,0	17	31	898	788	278	365	294	134	17	13	
759	1/VIII	47	1,391	13,1	0,93	21 500	17 790	6 840	6 700	496 432	159	300	10,4	6,8	4	5	825	743	224	274	229	135	17	17	
762	1/VIII	82	0,859	13,1	0,92	21 610	17 310	6 850	6 740	312 332	134	370	12,0	4,6	15	34	934	1048	280	355	290	131	18	21	
763	2/VIII	48	0,763	13,1	0,94	20 390	16 650	6 980	6 720	295 379	125	340	12,4	4,0	19	29	969	981	282	357	300	149	17	—	
764	2/VIII	66	1,158	13,1	0,93	19 560	13 890	7 030	6 990	431 591	209	470	11,7	5,2	17	28	890	939	279	357	297	135	18	16	
765	2/VIII	45	1,470	13,0	0,94	20 450	12 120	6 750	6 790	559 714	263	690	11,4	5,5	20	30	954	935	285	362	306	146	—	23	
766	2/VIII	105	0,716	13,2	0,92	21 740	15 800	6 930	6 690	262 465	219	560	11,6	5,2	40	72	1 130	1 150	366	448	354	145	18	25	
784	12/VIII	78	0,919	13,1	0,93	19 900	11 360	6 960	6 760	46 567	262	870	12,8	3,4	54	99	—	—	—	—	—	374	163	19	18
788	13/VIII	61	1,146	13,2	0,93	20 620	8 779	7 010	6 830	41 822	344	1230	12,5	3,1	80	146	—	—	—	—	—	377	172	22	24

Таблица III. Паровоз серии Б

Топливо: нефть состава 86,4 С+12,4 Н+1,2 О, теплотворная способность (низшая рабочая) $K=9900$ кал/кг

$$\begin{aligned}
 R &= 2,8 \text{ м}^2 & H_{\bar{a}} &= 41,0 \text{ м}^2 \\
 H_m &= 15,4 \text{ м}^2 & \Omega_{\bar{d}} &= 0,2508 \text{ м}^2 \\
 H_{\bar{d}} &= 96,4 \text{ м}^2 & \Omega_{\text{ж}} &= 0,1788 \text{ м}^2 \\
 H_{\text{ж}} &= 39,6 \text{ м}^2 & &
 \end{aligned}$$

№ поездки	Месяц и число	V	$t_{\#}$	p_{κ}	x_{κ}	A_0	A_1	h_0	h_1	Σa	Σb	b_{ϕ}	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_2°	T_2^{κ}	T_3°	T_3^{κ}	t'	t_0	τ	t_0
921	1913 г. 28/IX	73,7	1,007	13,0	0,92	12 500	6 930	7 070	7 130	530	358	166	490	10,8	5,7	31	51	914	954	368	318	261	148	12	-1
922	28/IX	47,1	1,435	13,0	0,93	11 380	4 440	7 130	6 720	783	498	241	645	10,8	5,3	30	50	933	970	372	328	251	131	18	3
923	28/IX	80,4	0,878	13,0	0,91	13 660	8 570	6 930	6 940	459	302	145	420	10,9	5,6	35	55	931	966	411	361	274	162	18	0
925	29/IX	77,4	0,922	13,1	0,92	12 310	4 560	7 140	7 200	494	291	152	720	8,6	7,9	70	113	1 120	1 030	459	416	281	150	17	1
926	29/IX	57,1	1,229	13,0	0,93	12 470	3 290	6 920	6 620	686	681	203	850	8,8	7,5	62	101	1 110	1 072	472	416	260	131	18	3
927	29/IX	90,0	0,757	13,0	0,91	14 150	8 250	7 060	6 510	413	271	125	600	8,9	7,1	91	141	1 120	1 195	529	448	271	147	15	0
928	30/IX	55,9	1,162	13,0	0,93	12 250	7 600	7 150	7 080	609	364	189	351	8,4	9,3	10	30	890	852	334	310	265	164	20	-4
930	30/IX	42,4	1,549	13,0	0,92	7 900	1 940	7 030	6 670	813	401	251	473	10,6	6,6	15	30	847	842	324	316	248	135	14	0
931	30/IX	92,1	0,793	13,0	0,91	13 050	6 950	6 950	6 810	427	320	131	580	10,8	4,9	69	111	1 019	1 122	476	423	285	159	12	1
932	2/X	67,9	1,015	13,0	0,93	13 470	7 380	7 030	6 820	538	326	167	507	9,7	6,8	37	66	968	1 110	362	313	266	130	19	5
933	2/X	76,7	0,983	13,1	0,93	12 250	6 350	7 210	7 090	521	353	162	500	10,4	6,0	40	68	1 038	1 147	369	320	276	143	14	4
935	2/X	92,7	0,781	13,0	0,93	11 520	4 850	6 880	6 940	419	295	129	531	10,1	5,9	86	138	1 150	1 183	470	404	300	164	18	3
936	3/X	77,6	0,889	13,0	0,94	11 800	5 160	7 090	6 720	476	503	145	635	10,1	5,6	64	108	1 109	1 144	464	411	289	147	18	2
937	3/X	87,0	0,864	13,0	0,93	12 250	5 430	7 030	7 070	462	361	140	594	10,2	5,7	65	110	1 085	1 125	471	407	298	152	25	3

Топливо: нефть состава 86,4 С-12,4 Н+1,2 О: теплотворная способность (низшая рабочая) $K=9\,900$ кал/кг

$$R = 3,18 \text{ м}^2 \quad H_{жс} = 43,9 \text{ м}^2 \quad \Omega_{жс} = 0,2074 \text{ м}^2$$

$$H_m = 15,4 \text{ м}^2 \quad H_{и} = 47,4 \text{ м}^2$$

$$H_0 = 107,7 \text{ м}^2 \quad \Omega_0 = 0,2641 \text{ м}^2$$

№ поездки	Месяц и число	V	t_g	p_k	x_k	$A_0 - A_1$	$h_0 - h_1$	Σa	Σb	$b_{ф}$	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_1^o	$T_2^{жс}$	T_3^o	$T_3^{жс}$	t'	t_g	t_e	
635	1913 г. 3/VII	66	1,051	13,1	0,90	8 180	300	190	480	186	744	11,90	3,95	116	146	1076	—	387	342	319	153	20	—
636	3/VII	74	0,953	12,3	0,92	7 830	20	170	500	159	712	11,80	3,06	124	187	1085	—	464	373	3'3	150	19	14
637	3/VII	53	1,240	13,1	0,93	8 360	100	216	470	218	717	11,20	5,46	66	90	1015	—	404	339	290	126	18	17
638	3/VII	88	0,727	13,1	0,94	5 970	90	128	330	129	550	12,06	3,36	73	121	1055	—	457	384	313	137	19	18
639	4/VII	65	0,960	13,1	0,91	6 350	300	167	370	170	582	12,00	3,60	73	103	1004	—	374	337	305	135	24	13
642	6/VII	71	1,057	13,0	0,93	4 800	220	184	350	184	440	11,64	4,86	48	58	924	—	359	317	277	121	21	15
643	6/VII	53	1,218	13,1	0,93	10 600	680	217	520	216	1 040	11,72	2,90	113	169	1094	—	485	436	317	146	24	22
644	7/VII	70	1,044	13,0	0,93	4 520	130	182	260	182	390	11,38	5,20	45	56	934	—	328	284	263	110	22	23
645	7/VII	47	1,327	13,1	0,93	9 890	300	232	570	235	900	12,36	3,18	76	106	1054	—	413	368	303	146	22	29
646	8/VII	71	1,028	13,0	0,92	4 610	210	180	293	179	410	12,72	3,65	38	48	888	—	310	259	—	—	21	18
647	8/VII	50	1,241	13,0	0,91	7 430	340	221	430	218	648	12,52	3,72	54	76	921	—	300	258	302	129	22	26
648	9/VII	59	1,206	12,9	0,92	5 180	160	210	380	212	450	12,05	4,40	35	49	855	—	337	284	281	114	22	19
649	9/VII	52	1,204	13,0	0,93	7 310	200	210	380	210	630	12,72	3,30	48	73	917	—	361	337	277	127	21	—
650	9/VII	92	0,722	13,0	0,91	5 100	100	128	280	127	468	12,54	2,86	69	102	978	—	415	379	300	138	22	22

Таблица V. Паровоз серии У^У
 Топливо: нефть состава 86,4 С+12,4 Н+1,2 О, теплотворная способность (низшая рабочая) $K=9\,900$ кал/кг

$$R = 2,83 \text{ м}^2 \quad H_{\text{ог}} = 37,03 \text{ м}^2$$

$$H_m = 15,24 \text{ м}^2 \quad \Omega_{\text{ог}} = 0,2242 \text{ м}^2$$

$$H_{\text{ог}} = 81,75 \text{ м}^2 \quad \Omega_{\text{ог}} = 0,1815 \text{ м}^2$$

№ поездки	V	t_x	p_k	x_k	$A_0 - A_1$	$h_0 - h_1$	Σa	Σb	b_{ϕ}	E	CO ₂	O ₁	Δ_2	Δ_3	$T_{\text{ог}}$	$T_{\text{ог}}^{\text{с}}$	$T_{\text{ог}}^{\text{д}}$	$T_{\text{ог}}^{\text{с}}$	t'	t_e	τ	$t_{\text{с}}$	t_a
801	79	0,823	14,0	0,92	6 050	240	293	180	99	580	13,36	2,18	—	—	1 077	—	413	391	353	151	18	14	357
802	71	1,007	14,1	0,92	4 690	610	349	230	122	441	12,48	4,06	—	—	923	—	344	334	325	119	18	18	336
803	50	1,299	14,1	0,92	6 190	280	447	360	160	532	13,48	2,32	—	—	815	—	336	318	322	119	19	—	330
804	83	0,867	14,0	0,91	6 190	—80	302	220	108	541	13,38	2,14	—	—	906	—	437	395	350	129	19	16	350
820	69	0,914	14,1	0,92	6 070	480	326	210	110	623	12,70	2,73	—	—	1 080	—	362	348	338	131	20	12	345
830	79	0,897	14,0	0,93	6 250	380	318	230	113	624	13,68	1,87	—	—	1 111	—	394	365	339	172	20	19	355
831	46	1,392	14,0	0,93	8 170	370	487	380	170	704	13,76	2,18	—	—	1 029	—	352	328	326	157	20	19	340
832	77	0,864	14,1	0,93	4 690	200	303	210	109	397	13,40	2,67	—	—	993	—	344	325	322	175	20	19	337
833	59	1,040	14,1	0,92	4 690	400	354	230	131	424	13,50	2,32	—	—	936	—	330	312	—	—	20	16	—
834	55	1,283	14,1	0,93	3 640	220	427	300	154	325	12,64	3,76	—	—	874	—	262	251	392	172	20	19	303
835	55	1,171	14,1	0,93	5 160	410	394	290	148	451	13,38	2,72	—	—	1 075	—	332	312	324	176	21	20	333
839	55	1,193	13,8	0,93	8 990	770	430	400	143	839	13,78	1,28	—	—	1 119	—	458	410	353	200	20	18	353
841	61	1,114	14,0	0,93	3 790	150	370	280	133	317	13,26	2,68	—	—	865	—	280	274	302	170	19	15	311
843	56	1,207	14,0	0,93	8 270	510	430	340	152	781	13,64	1,50	—	—	1 061	—	403	364	349	191	20	22	352
845	63	1,075	14,1	0,93	6 910	660	380	350	129	654	13,57	1,78	—	—	939	—	384	325	322	180	20	9	331
846	74	0,965	14,0	0,93	6 740	680	340	300	122	636	13,80	1,65	—	—	989	—	410	377	352	208	19	9	355
858	76	0,937	13,9	0,93	6 930	800	340	240	118	701	13,70	1,10	—	—	1 159	—	468	401	317	200	20	17	350
862	96	0,700	13,9	0,92	6 080	—270	270	220	96	562	12,76	1,97	—	—	1 104	—	474	374	331	208	15	14	336

Таблица VI. Паровоз серии Н^П
 Топливо: нефть состава 86,4 С+12,4 Н+1,2 О; теплотворная способность (низшая рабочая) $K=9\ 900$ кал/кг

$$R = 2,45 \text{ м}^2 \quad H_u = 38,9 \text{ м}^2$$

$$H_m = 13,9 \text{ м}^3 \quad \Omega_0 = 0,1596 \text{ м}^3$$

$$H_\theta = 66,3 \text{ м}^2 \quad \Omega_{\text{жс}} = 0,1815 \text{ м}^2$$

$$H_{\text{жс}} = 37,1 \text{ м}^2$$

№ поезда	Месяц и число	V	t_z	p_k	x_k	A_0	A_1	h_0	h_1	Σa	Σb	b_ϕ	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_2^d	$T_2^{\text{жс}}$	T_3^d	$T_3^{\text{жс}}$	t'	t_e	τ	t_0		
1914 г.																											
1701	5/VI	83	0,852	12,0	0,92	19 120	13 730	5 380	5 100	235	333	170	490	11,4	5,0	75	107	1 072	1 016	372	359	367	208	17	15		
1702	5/VI	78	0,742	12,0	0,89	20 220	17 110	5 200	5 230	230	254	160	260	12,8	3,1	37	51	940	892	298	311	352	168	17	15		
1703	5/VI	56	1,219	12,0	0,89	20 380	15 420	5 260	5 270	371	384	256	410	11,9	4,0	30	41	949	917	298	280	345	147	18	20		
1704	5/VI	96	0,779	11,9	0,89	20 210	14 560	5 260	5 090	297	338	168	540	13,0	2,3	88	131	1 128	1 070	367	384	388	176	18	22		
1705	6/VI	73	0,943	12,1	0,92	18 950	14 580	5 370	5 340	294	305	193	370	12,4	3,6	40	55	928	886	288	315	356	154	18	18		
1706	6/VI	87	0,905	12,0	0,92	19 020	12 750	5 240	4 910	310	365	190	600	12,7	3,0	80	117	1 036	1 068	401	369	372	152	18	18		
1707	6/VI	58	1,161	12,1	0,89	19 490	12 130	5 270	4 930	385	424	245	674	13,0	2,6	72	101	1 066	1 068	413	375	355	182	19	23		
1708	6/VI	94	0,876	11,5	0,88	19 370	12 780	5 410	4 830	315	447	184	680	12,8	2,5	113	181	1 250	1 202	500	452	393	190	17	23		
1710	8/VI	90	0,873	11,9	0,88	18 680	13 240	5 470	4 820	306	378	185	530	13,0	2,5	79	107	1 069	1 093	423	390	369	155	18	25		
1711		56	1,245	12,0	—	19 000	12 570	5 360	4 890	420	465	267	655	13,3	2,4	55	73	1 029	1 902	383	339	387	146	21	—		
1713	9/VI	73	0,986	11,3	—	17 850	12 170	5 190	4 670	340	416	204	510	12,9	2,6	52	78	984	1 036	394	379	352	163	21	25		
1714	13/VI	27	0,819	12,1	0,90	16 200	12 540	5 310	4 670	260	320	182	350	12,9	3,0	45	65	896	941	320	350	365	149	24	18		
1715	14/VI	29	0,742	12,1	0,90	12 490	8 870	5 340	4 750	233	285	158	340	11,9	3,9	59	80	935	983	320	360	363	144	20	19		
1717	14/VI	17	0,999	12,0	0,90	12 700	9 440	5 100	5 260	300	341	207	260	12,7	3,2	20	27	819	850	249	291	304	142	21	26		
1719	15/VI	27	0,797	12,0	0,90	20 150	17 280	5 280	5 170	240	260	168	250	12,1	3,9	27	36	843	895	282	313	335	141	19	25		
1720	15/VI	18	1,195	12,0	0,90	20 340	14 950	5 260	4 700	386	437	258	500	12,9	2,8	55	76	967	982	335	361	370	160	24	24		
1722	16/VI	35	0,655	11,8	0,90	12 390	8 460	5 190	4 490	240	308	141	410	12,7	2,5	73	113	1 040	1 119	449	392	379	153	23	24		
1723	16/VI	36	0,660	11,9	0,90	20 100	15 720	5 180	4 450	241	271	134	505	12,5	2,4	107	164	989	1 176	510	419	388	169	24	20		
1724	17/VI	26	0,833	11,9	0,91	14 100	9 760	5 290	4 630	284	359	180	450	12,7	2,6	65	91	1 081	1 201	399	338	358	142	21	14		
1726	17/VI	35	0,283	11,6	0,90	19 800	18 100	5 290	4 610	94	199	61	230	12,1	3,6	140	216	1 188	1 220	541	468	382	170	21	20		

Таблица VI. Паровоз серии Н^н
 $R = 2,45 \text{ м}^2$ $H_u = 38,9 \text{ м}^2$
 $H_m = 13,9 \text{ м}^2$ $V_D = 0,1696 \text{ м}^2$
 $H_D = 66,3 \text{ м}^2$ $Q_{\text{жс}} = 0,1815 \text{ м}^2$
 $H_{\text{жс}} = 37,1 \text{ м}^2$

№ поезда	Месяц и число	V	$t_{\text{ж}}$	$p_{\text{ж}}$	$x_{\text{ж}}$	A_0	A_1	h_0	h_1	Σa	Σb	$b_{\text{р}}$	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	$T_2^{\text{д}}$	$T_3^{\text{ж}}$	$T_3^{\text{д}}$	$T_3^{\text{ж}}$	t'	t_e	-	t_e	
	1914 г.																									
1727	17/IV	23	0,588	11,9	0,91	17 390	15 690	5 150	4 960	174	222	127	160	12,5	3,4	20	30	818	880	282	286	336	159	21	20	
1728	18/IV	17	1,261	12,0	0,90	16 520	11 780	5 280	4 920	400	471	275	415	13,1	2,7	34	46	916	950	290	297	340	141	21	20	
1729	18/IV	23	0,924	12,0	0,92	16 280	10 440	5 280	4 650	304	396	203	570	12,2	3,5	91	136	1 066	1 099	387	366	391	170	22	24	
1730	18/IV	26	0,847	12,0	0,92	20 070	15 650	5 220	4 770	269	335	185	430	12,0	3,6	69	99	1 017	1 048	351	342	381	158	22	23	
1731	19/IV	26	0,837	12,0	0,90	17 670	12 950	5 220	4 640	274	352	181	460	12,7	3,1	85	116	1 039	1 065	398	363	383	176	20	16	
1732	19/IV	24	0,887	11,9	0,90	19 930	15 860	5 250	4 830	274	341	192	365	12,7	3,1	55	71	956	997	330	336	362	143	21	25	
1733	19/IV	21	1,018	12,0	0,90	19 660	15 370	5 160	4 960	318	373	220	380	12,8	2,9	40	54	941	979	303	316	348	131	22	23	
1734	23/IV	72	0,902	12,0	—	18 160	12 470	5 250	4 870	293	355	195	530	12,3	3,5	67	103	1 014	1 059	383	355	370	170	19	23	
1735	23/IV	79	0,918	12,0	0,88	20 230	13 200	5 230	5 020	302	407	198	660	12,6	3,3	93	147	1 073	1 118	431	391	393	173	19	25	
1738	24/IV	66	0,991	11,9	0,88	19 040	12 790	5 320	4 700	326	435	215	614	11,9	4,1	68	112	1 041	1 077	424	355	370	148	24	22	
1740	24/IV	55	1,156	12,0	0,89	20 990	15 660	5 170	5 110	360	407	243	440	12,2	4,1	35	49	907	896	308	282	355	145	24	31	
1742	26/IV	64	1,005	12,0	0,87	18 320	11 770	5 310	4 730	336	500	217	600	12,3	3,8	77	116	968	994	388	346	391	168	23	20	
1743	26/IV	72	0,983	12,0	0,87	19 390	11 150	5 440	4 720	328	540	214	825	12,4	3,2	135	212	1 051	1 080	428	417	403	194	23	35	
1744	26/IV	58	0,984	11,8	0,89	20 240	12 120	5 360	4 960	334	503	200	765	13,2	2,0	117	184	1 021	1 008	377	377	396	176	23	30	
1745	26/IV	90	0,740	12,0	—	21 290	16 000	5 260	5 050	252	377	160	490	12,3	3,6	94	140	939	1 068	369	—	397	231	23	30	
1746	29/IV	81	0,692	12,0	0,89	18 200	13 210	5 200	4 810	242	364	165	455	10,2	6,7	97	151	1 086	1 135	361	364	392	164	24	25	
1748	29/IV	47	1,352	12,0	0,90	18 610	9 780	5 320	4 660	495	667	292	830	12,9	2,3	79	110	1 155	1 195	381	370	372	149	24	30	
1749	29/IV	98	0,709	11,9	0,87	16 520	10 820	5 390	4 690	242	327	151	600	12,8	2,3	106	177	1 057	1 128	445	498	408	202	24	30	

Таблица VII. Паровоз серии СУ

Топливо: нефтяные остатки следующего состава: 81,7 С + 12,4 Н + 1,8 О + 4,1 W; K=9 600 кал/кг

$$R = 4,73 \text{ м}^2 \quad H_{\partial}^{сод} = 109,2 \text{ м}^2 \quad H_{\bar{u}} = 66,3 \text{ м}^2 \quad \Omega_{\partial} = 0,215 \text{ м}^2$$

$$H_m = 18,50 \text{ м}^2 \quad H_{ж}^{сод} = 69,6 \text{ м}^2 \quad H_0 = 63 \text{ м}^2 \quad \Omega_{ж} = 0,318 \text{ м}^2$$

№ поездки	V	t_x	p_k	x_k	B_k	Σa	Σb	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_2^{∂}	$T_2^{ж}$	T_3^{∂}	$T_3^{ж}$	$t_{\bar{u}}$	t'	t_e	ϑ	t_s	
24 3	48	0,961	12,9	0,97	3 102	—	321	281	10,9	5,7	3,5	11	725	747	226	250	291	—	119	14	—	14
2413	61	1,076	13,0	0,97	3 555	0	339	331	11,2	5,3	3	9	739	805	249	274	297	283	119	—	104	23
2415	74	0,698	13,1	0,97	3 787	0	642	229	12,1	4,5	4	13	767	812	229	260	292	276	119	—	104	19
2448	12,5	1,041	12,9	0,97	2 410	0	271	235	11,5	5,0	3	5	764	696	222	227	270	258	115	—	102	20
2460	29	0,782	12,8	0,97	2 832	0	186	180	12,6	3,4	3	6	777	802	228	233	269	261	121	—	103	13
2401	56	0,664	12,9	0,97	4 324	—	200	250	10,5	5,8	5	23	809	871	235	284	333	—	120	13	—	13
2402	53	0,674	12,3	0,97	4 392	0	292	250	11,3	5,7	5	20	793	860	238	264	310	—	117	—	105	13
2406	61	0,595	13,1	0,97	4 484	—	292	261	10,7	6,0	5	25	854	878	270	309	334	307	127	15	—	15
2407	78	0,746	12,8	0,97	4 909	0	276	320	12,0	4,0	6	24	853	889	259	294	315	293	123	—	105	13
2411	80	0,673	12,9	0,97	5 587	0	626	340	10,7	5,6	17	39	878	927	286	318	348	325	129	—	105	20
2414	83	0,811	12,6	0,97	5 647	0	689	388	10,8	5,7	16	39	827	871	263	314	349	326	128	—	106	20
2417	70	0,951	12,9	0,97	5 458	0	318	410	11,7	4,8	10	28	798	864	258	287	304	285	122	—	106	27
2419	48	0,794	13,1	0,97	4 809	0	331	296	10,6	6,0	9	27	851	842	242	261	306	296	121	—	106	23
2427	71	0,934	13,0	0,97	5 201	0	284	385	12,6	2,9	9	27	884	931	245	263	301	282	119	—	108	15
2436	76	0,738	12,4	0,97	4 780	0	233	293	13,0	3,0	6	28	846	879	262	283	307	298	124	—	110	14
2447	19	0,745	12,9	0,97	3 250	0	208	236	11,3	4,8	4	18	776	812	236	251	294	282	120	—	101	12
2449	30	0,764	12,6	0,97	3 829	0	312	283	11,8	4,5	6	17	914	855	254	273	309	293	119	—	102	20
2404	59	0,991	13,0	0,97	6 705	0	412	578	10,7	5,7	10	43	947	963	298	327	355	—	137	—	106	9
2408	63	0,917	12,7	0,97	6 734	0	375	580	10,1	6,2	10	42	1 025	1 023	309	336	336	320	142	—	108	12
2409	72	0,938	13,0	0,97	7 473	0	379	621	9,4	7,3	10	48	974	958	335	354	348	330	145	—	107	15

Таблица VII. Паровоз серии СУ

№ поезда	V	t_0	p_k	x_n	B_k	Σa	Σb	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_2^0	$T_2^{ж}$	T_3^0	$T_3^{ж}$	t_{II}	t'	t_e	τ	θ	t_a
2412	81	0,725	12,8	0,97	7 930	0	671	584	6,9	9,6	17	69	1 023	1 109	322	363	344	329	149	—	106	16
2425	92	0,603	13,2	0,97	7 591	—	155	452	11,1	4,7	25	90	985	1 014	319	347	381	366	161	11	—	11
2433	60	0,981	12,9	0,97	7 037	0	710	563	12,2	3,7	16	57	995	1 008	305	339	319	332	142	—	108	8
2443	19	0,490	12,9	0,97	4 480	0	130	205	12,5	3,5	7	22	820	871	259	271	315	304	127	—	99	9
2445	24	0,964	12,9	0,97	7 496	0	318	519	12,3	2,9	9	28	882	938	269	288	323	307	126	—	99	8
2446	33	0,724	12,7	0,97	5 922	0	470	460	12,3	3,4	11	35	316	957	290	305	349	325	146	—	100	8
2421	59	0,844	13,0	0,97	9 270	0	367	644	10,8	5,5	38	110	1 013	989	323	340	359	349	162	—	110	18
2434	84	0,820	13,2	0,97	9 949	0	406	718	11,7	4,6	31	137	1 070	1 073	386	421	391	372	188	—	115	11
2435	100	0,716	12,7	0,97	10 563	0	596	672	12,6	2,9	32	122	1 171	1 175	393	423	372	352	184	—	112	16
2442	18	0,776	12,9	0,97	5 163	0	267	415	12,2	3,8	10	33	879	909	276	299	331	318	143	—	100	12
2444	29	0,793	12,8	0,97	6 681	0	412	577	12,7	3,1	18	56	935	964	302	331	353	334	143	—	97	9
2439	28	0,539	13,1	0,97	7 831	0	204	366	12,5	3,2	21	72	1 000	1 054	320	353	355	340	156	—	100	10
2440	26	0,980	12,7	0,97	7 023	0	402	615	12,5	3,1	20	66	974	1 029	310	347	344	330	150	—	101	11
2441	36	0,655	13,0	0,97	8 962	0	273	386	12,4	3,5	26	98	1 015	1 091	352	381	368	350	163	—	102	11
2429	74	0,753	13,0	0,97	6 991	—	190	476	12,4	3,3	17	53	970	1 015	288	332	348	337	144	15	—	15
2438	72	0,939	12,8	0,97	6 732	0	335	495	12,4	3,7	15	47	955	960	283	312	325	310	129	—	111	15
2451	25	0,913	12,7	0,97	4 761	0	468	413	11,8	4,5	8	28	904	906	286	306	335	319	132	—	106	17
2452	20	1,068	12,7	0,97	4 410	0	384	425	12,0	4,4	6	23	905	914	275	294	320	309	130	—	102	19
2437	74	0,738	12,7	0,97	9 461	0	292	588	12,6	4,7	28	100	1 003	1 037	340	373	366	342	182	—	111	13
2450	31	0,756	12,9	0,97	7 233	0	265	525	12,2	3,6	17	65	1 071	1 088	325	357	367	348	169	—	107	11

Таблица VII. Паровоз серии С^У

№ поезда	V	t_D	p_n	x_n	B_x	Σa	Σb	E	CO ₂	O ₂	Δ_2	Δ_3	T_2^{∂}	$T_2^{ж}$	T_3^{∂}	$T_3^{ж}$	t_u	t'	t_c	θ	t_e	
2459	22	0,644	12,9	0,97	6 193	0	217	361	11,3	5,1	9	41	945	976	293	322	346	328	153	—	103	10
2420	59	0,945	12,6	0,97	3 722	0	337	282	10,2	6,7	7	16	781	769	230	247	292	282	131	—	107	18
2431	51	1,305	12,8	0,97	3 753	0	370	373	11,9	3,8	5	15	794	840	230	252	288	285	132	—	107	18
2457	24	0,906	12,9	0,97	3 550	0	254	278	12,0	4,6	3	11	828	858	242	254	290	280	118	—	104	16
2458	37	0,633	12,8	0,97	3 560	0	182	211	12,6	3,6	3	10	841	861	241	269	294	280	117	—	103	18
2461	22	1,032	12,8	0,97	3 454	0	372	338	12,1	4,1	5	9	807	829	245	259	294	286	119	—	103	17
2463	16	0,902	12,9	0,97	3 200	0	237	240	12,4	3,8	3	6	783	812	243	248	288	284	124	—	100	13
2418	41	0,876	12,9	0,97	3 895	0	332	275	10,1	6,3	6	18	780	781	232	251	296	288	141	—	106	22
2426	63	1,049	13,1	0,97	3 766	—	206	382	10,9	5,4	8	25	833	847	250	276	318	315	157	13	—	13
2454	19	1,135	13,0	0,97	3 681	0	334	372	10,5	6,4	4	11	847	849	236	255	296	285	122	—	102	17
2456	27	0,814	13,0	0,97	3 914	0	258	260	11,8	4,5	3	14	839	866	240	260	299	286	127	—	103	8
2428	61	0,885	12,9	0,97	3 872	0	351	299	11,0	5,6	6	16	796	835	229	263	294	296	165	—	107	16
2430	50	0,907	13,1	0,97	3 645	—	185	301	11,1	5,1	5	21	801	866	248	284	313	302	161	19	—	19
2432	57	0,589	12,8	0,97	3 862	0	167	198	11,1	5,3	6	22	805	850	241	269	296	291	165	—	107	16
2453	19	1,111	12,8	0,97	3 924	0	329	364	9,9	7,1	3	15	826	836	236	263	302	291	139	—	103	6
2455	25	0,883	12,8	0,97	3 952	0	269	302	7,6	10,0	4	14	826	845	239	269	298	283	135	—	103	15

Таблица VIII. Паровоз серии ИС

Топливо: уголь марки Д состава: 56,6 С + 4,25 Н + 8,8 О + 1,45N + 3,7S + 14,5А + 10,7W; $K=5360$ кал/кг
 Шлак и провал: $K_{ш-п}=2460$; унос: $K_y=4322$

$R=7,04 \text{ м}^2$

$H_0^{сод}=47,1 \text{ м}^2$

$H_a=136,7 \text{ м}^2$

$\Omega_0=0,090 \text{ м}^2$

$H_m=31,23 \text{ м}^2$

$H_{ис}^{сод}=216,83 \text{ м}^2$

$H_0=120 \text{ м}^2$

$\Omega_{ис}''=0,511 \text{ м}^2$

№ опыта	V	t_r	p_k	x_k	R_k	Σa	Σb	E	$E_{ш+п}$	E_y	У	Z_k	CO ₂	O ₂	CO	T ₂	T ₃	t_{fl}	t'	t _с	
1	52,7	1,57	14,7	—	10 958	72	930	3 496	476	177	316	37,1	11,1	7,0	1,04	—	—	326	319	28	20
2	45,3	3,45	14,7	—	13 770	148	1 896	9 088	861	455	374	46,6	11,5	7,6	1,13	989	286	303	298	19	17
3	53,0	1,87	14,2	—	9 045	104	933	3 199	541	200	243	30,6	8,7	10,4	1,03	832	276	310	307	21	10
4	38,0	2,46	14,8	—	7 700	241	1 150	3 395	299	175	201	26,1	8,0	10,9	0,99	764	263	293	288	16	13
6	55,0	1,88	13,7	0,93	10 528	186	1 007	3 755	400	179	283	35,6	10,7	8,0	1,11	887	286	321	317	21	14
7	46,0	2,12	13,7	0,91	9 597	207	1 174	4 123	523	200	277	32,6	11,1	8,2	0,96	898	282	310	304	16	24
8	55,5	3,92	14,8	0,90	11 937	453	2 231	9 052	749	524	328	40,5	11,2	7,0	0,96	926	291	304	298	19	19
9	66,0	1,45	14,4	0,87	13 670	173	697	4 225	401	217	414	46,3	11,8	6,7	1,18	978	297	302	298	22	21
10	65,8	1,13	14,1	0,91	11 900	172	762	2 816	259	143	353	40,2	11,9	6,4	1,12	960	294	307	302	22	28
11	62,0	1,62	14,6	0,90	10 080	277	981	3 086	419	152	271	34,2	12,0	6,5	1,16	937	297	312	307	23	34
12	50,0	1,88	14,6	0,94	7 410	261	1 057	2 494	314	144	188	25,1	10,4	8,4	1,02	798	278	298	294	20	31

Таблица VIII. Паровоз серия ИС

Топливо: смесь из 30% ПС, 30% Г и 40% АК; 76,0 С+3,36Н + 4,50 + 1,24N + 2,0S + 9,3A + 3,6W; K=6964 кал/кг:

Шлак и провал: $K_{ш+n}=3825$

Унос: $K_y=5720$

№ опыта	V	t_r	p_k	x_n	B_k	Σa	Σb	E	$E_{ш+n}$	E_y	Y	Z_k	CO ₂	O ₂	CO	T ₂	T ₃	$t_{ш}$	t'	t_e	
13	31	1,83	15,0	—	14 238	261	1 085	5 658	605	345	438	48,2	10,1	8,5	1,59	966	322	356	353	17	25
14	20	1,47	15,0	—	9 475	280	463	2 850	360	134	277	32,2	9,1	9,9	1,55	820	293	325	322	18	22
15	20	2,62	15,0	0,94	6 208	300	1 333	2 707	319	111	147	21,1	6,9	11,8	1,64	700	265	291	288	20	34
16	29	2,00	15,0	0,94	8 450	193	986	3 142	371	131	233	28,6	10,8	7,9	1,48	818	285	317	—	19	22
17	30	0,95	14,7	0,92	11 640	80	470	2 437	261	166	364	39,4	9,3	9,6	1,58	915	308	342	—	20	23
18	30	0,92	13,9	0,94	12 090	59	528	3 404	545	188	527	44,2	8,4	10,4	1,64	966	316	351	—	19	28
19	30	1,05	15,0	0,94	11 204	163	494	2 228	283	140	301	38,0	10,0	8,8	1,66	910	307	341	—	19	20
20	32	0,87	15,0	0,94	13 960	133	415	2 325	188	193	381	47,5	10,3	8,4	1,55	922	323	361	—	18	27
22	37	0,80	15,0	0,95	15 064	111	409	2 534	236	161	450	51,2	10,1	8,5	1,60	986	341	367	—	18	22
23	45	0,67	15,0	0,92	16 933	136	339	2 475	245	221	528	57,7	11,4	7,1	1,67	1 015	329	346	—	18	28

Продолжение

Таблица VIII. Паровоз серии ИС

Топливо: смесь из 50% ПЖ и 50% АРШ; 72,8 С+3,3 Н+3,9 О+1,0 N+2,6 S+13,5 А+2,9 W; $K=6\ 705$ кал/кг

Шлак и провал: $K_{u+n}=3626$; унос: $K_v=5695$

№ опыта	V	t_z	p_n	x_n	B_n	Σa	Σb	E	E_{u+n}	E_y	У	Z_n	CO ₂	O ₂	CO	T ₂	T ₃	t _n	t'	t _s	
24	23,6	1,95	15,0	0,95	7 275	278	834	2 506	394	102	183	24,7	10,1	8,0	1,20	768	275	308	—	21	23
25	33	1,57	14,8	0,94	10 792	130	899	3 150	473	219	286	36,6	10,8	8,2	1,41	912	296	341	—	18	15
27	35	1,25	15,0	0,92	12 270	164	339	3 238	518	237	368	41,6	11,3	7,4	1,60	925	315	353	—	16	23
28	41	1,17	14,5	0,94	15 178	153	396	3 545	404	334	431	51,6	10,9	8,0	1,65	986	320	356	—	19	24
29	45	1,08	14,5	0,91	14 215	133	533	3 196	323	297	419	48,0	11,4	7,0	1,65	978	334	366	—	17	25
30	32	1,37	14,8	0,92	8 990	124	634	2 104	297	160	219	30,5	10,5	8,5	1,27	832	287	321	—	20	25
31	19	2,62	14,9	0,94	5 978	239	588	2 487	398	101	135	20,3	9,7	9,4	1,15	716	268	296	—	19	24
32	49	0,93	14,4	0,90	16 212	151	598	3 346	345	280	509	54,7	11,9	6,5	1,84	939	330	360	—	19	24
33	32,7	1,38	14,7	0,92	11 800	214	732	2 906	424	214	298	39,9	11,1	7,9	1,41	897	304	346	—	20	27

Сканувала Шевченко О.Г.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)