

Л. С. КАЦЕВИЧ

---

РАСЧЕТ  
И  
КОНСТРУИРОВАНИЕ  
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ  
ПЕЧЕЙ

---

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

Л. С. КАЦЕВИЧ

# РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

*ДОПУЩЕНО*

*Учебно-методическим управлением  
по средним специальным учебным заведениям  
Министерства высшего и среднего  
специального образования СССР  
в качестве учебного пособия  
для техникумов*

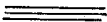


ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МОСКВА 1959 ЛЕНИНГРАД

*Книга составлена применительно к программе курса «Расчет и конструирование электрических печей», изучаемого слушателями электротермической специальности Московского электромеханического техникума.*

*В нее включены также общие сведения по теории теплопередачи, основные данные по материалам, применяемым в электропечестроении, а также некоторый подсобный материал для конструирования механизмов и металлоконструкций электротермического оборудования.*

*Помимо основного назначения, книга может быть использована в качестве пособия при конструировании и эксплуатации электротермического оборудования.*



Автор — Леонид Саввич Кацевич  
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

\* \* \*

Редактор — В. П. Цишевский	Техн. редактор Г. Е. Ларионов
Сдано в пр-во 27/VIII 1959 г.	Подписано к печати 13/XI 1959 г.
Формат бумаги 84×108 <sup>1</sup> / <sub>32</sub>	22,55 п. л. 25,6 уч.-изд. л.
T-12197 Тираж 11 000	Цена 9 р. 95 к. Зак. № 443

Типография Госэнергоиздата, Москва, Шлюзовая наб., 10.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Правильный выбор типа, расчет и конструирование печей имеют огромное значение, создают предпосылки для получения высоких технико-экономических показателей при минимальных затратах на изготовление и коротких сроках освоения новых конструкций.

Особое внимание при конструировании должно уделяться надежности работы всех элементов печи в эксплуатации, а также технологичности конструкции в изготовлении. В условиях поточного производства и автоматических линий надежность работы оборудования приобретает исключительно важное значение.

В ряде случаев повседневной работы машиностроительных и металлургических заводов возникает необходимость существенного повышения производительности на существующих производственных площадях без установки дополнительного оборудования.

Излагаемые в книге сведения по расчету и конструированию электрических печей могут быть использованы как при разработке новых конструкций, так и при модернизации действующего электротермического оборудования.

Гл. 1 и 2 книги составлены по материалам, имеющимся в отечественной технической литературе. В гл. 3—5 изложены основные соображения по расчетам и общим вопросам конструирования электрических печей, выведенные автором из опыта конструирования и эксплуатации отечественного электротермического оборудования.

В гл. 4 раздел, посвященный расчету короткой сети дуговой печи, написан инж. Н. И. Бортничуком.

В гл. 6 и 7 использованы нормалы передовых предприятий и учреждений: Уралмашзавода, НКМЗ, Гипроуглемаша, Проектстальконструкции и др.

В гл. 8 и 9 был в значительной мере заимствован опыт конструирования различного рода электрических печей в Особом конструкторском бюро треста «Электропечь». Одновременно учитывался опыт работы предприятий металлургии и машиностроения, занимающихся модернизацией действующего электротермического оборудования, как, например, заводов «Электросталь», «Днепроспецсталь», Верх-Исетского металлургического, 1 ГПЗ и др.

Автор считает своим долгом выразить благодарность за ценные советы и помощь в подготовке материалов при написании книги инженерам К. М. Авсюнину, Н. М. Катель, Н. М. Некрасовой, В. И. Кризенталю и Г. А. Логинову, а также другим работникам ОКБ треста «Электропечь», принимавшим участие в создании данной книги.

Замечания и предложения по содержанию книги автор просит направлять в адрес Госэнергоиздата: Москва, Ж-114, Шлюзовая наб., 10.

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие . . . . .	3
<b>Глава первая. Теплотехнические основы расчета электрических печей . . . . .</b>	<b>9</b>
1-1. Тепловые свойства тел . . . . .	9
1-2. Общие сведения о теплопередаче . . . . .	18
1-3. Теплопроводность . . . . .	20
1-4. Конвективный теплообмен . . . . .	23
1-5. Лучистый теплообмен . . . . .	38
<b>Глава вторая. Специальные материалы, применяемые в электрических печах . . . . .</b>	<b>51</b>
2-1. Предварительные замечания . . . . .	51
2-2. Огнеупорные материалы . . . . .	52
2-3. Теплоизоляционные материалы . . . . .	66
2-4. Жаростойкие и жаропрочные материалы . . . . .	72
2-5. Выбор материалов по условию жаростойкости . . . . .	74
2-6. Выбор материалов по условию жаропрочности . . . . .	75
2-7. Материалы для нагревательных элементов . . . . .	79
<b>Глава третья. Расчет электрических печей сопротивления . . . . .</b>	<b>85</b>
3-1. Печная камера и рабочее пространство печи . . . . .	85
3-2. Определение размеров рабочего пространства печи . . . . .	87
3-3. Условия нагрева загрузки в печах с преобладанием излучения . . . . .	90
3-4. Определение времени нагрева загрузки в методической печи с преобладанием излучения . . . . .	92
3-5. Определение времени нагрева загрузки в садочной печи с преобладанием излучения . . . . .	116
3-6. Особенности нагрева загрузки в печах с преобладающей ролью конвекции . . . . .	126

3-7. Определение времени охлаждения загрузки . . . . .	130
3-8. Тепловой баланс и определение мощности печи . . . . .	136
3-9. Определение полезного тепла и тепла на нагрев вспомогательных устройств . . . . .	141
3-10. Определение тепловых потерь печи . . . . .	144
3-11. Определение тепла, необходимого на разогрев печи . . . . .	153
3-12. Определение времени разогрева печи . . . . .	155
3-13. Основные требования к расчету нагревателей . . . . .	156
3-14. Размещение нагревателей в печной камере . . . . .	157
3-15. Порядок расчета нагревателей . . . . .	160
3-16. О понятии „удельная поверхностная мощность нагревателя“ . . . . .	168
3-17. Выбор допустимой удельной поверхностной мощности нагревателя . . . . .	170
3-18. Определение эффективной поверхности излучения нагревателей . . . . .	174
3-19. Удельный расход нагревательного сплава . . . . .	187
3-20. Применение понижающих трансформаторов для питания электрических печей сопротивления . . . . .	189
3-21. Сравнение проволочных и ленточных нагревателей . . . . .	190
3-22. Определение максимальной мощности нагревателей на 1 м <sup>2</sup> стенки печи . . . . .	192
<b>Глава четвертая. Расчет дуговых печей . . . . .</b>	<b>200</b>
4-1. Определение геометрических параметров печи . . . . .	200
4-2. Определение тепловых потерь печи . . . . .	206
4-3. Тепловой баланс печи и выбор мощности трансформатора . . . . .	214
4-4. Выбор напряжения печи и диаметра электрода . . . . .	218
4-5. Расчет короткой сети . . . . .	220
4-6. Проверка теплового баланса и выбранной мощности печного трансформатора . . . . .	249
<b>Глава пятая. Общие вопросы конструирования электрических печей . . . . .</b>	<b>250</b>
5-1. Основные требования к конструкциям электрических печей . . . . .	250
5-2. Указания по разработке рабочих чертежей . . . . .	252
5-3. Предпочтительные числа и их ряды . . . . .	254
5-4. Условия эксплуатации электротермического оборудования . . . . .	256
5-5. Классификация основных элементов электротермического оборудования . . . . .	257
5-6. Ограничения габаритов конструкций по условиям железнодорожной транспортировки . . . . .	259

<b>Глава шестая. Конструирование механизмов . . . . .</b>	<b>262</b>
6-1. Общие сведения . . . . .	262
6-2. Выбор типа привода . . . . .	262
6-3. Выбор кинематической схемы . . . . .	265
6-4. Учет к. п. д. . . . .	267
6-5. Выбор червячных редукторов . . . . .	268
6-6. Основные данные типовых редукторов НКМЗ . . . . .	278
6-7. Сравнительная оценка основных видов редукторов . . . . .	281
6-8. Выбор масла для редукторов . . . . .	282
6-9. Расчет усилия передвижения тележки . . . . .	284
6-10. Ходовые колеса и катки . . . . .	285
6-11. Выбор канатов . . . . .	289
6-12. Основы расчета гидравлического привода . . . . .	290
6-13. Конструктивные элементы гидропривода . . . . .	292
6-14. Электродвигатели . . . . .	298
6-15. Конечные выключатели . . . . .	303
6-16. Командоаппараты . . . . .	304
<b>Глава седьмая. Металлические конструкции электрических печей . . . . .</b>	<b>307</b>
7-1. Основные данные конструкционной углеродистой стали обыкновенного качества . . . . .	307
7-2. Выбор марок и сортамента металла . . . . .	308
7-3. Основные виды стального проката . . . . .	310
7-4. Заготовка деталей металлоконструкций . . . . .	312
7-5. Основные сведения по сварке конструкций . . . . .	316
7-6. Типы сварных швов . . . . .	318
7-7. Расход электродов . . . . .	322
7-8. Сварочные электроды . . . . .	323
7-9. О конструировании сварных соединений . . . . .	327
7-10. Основные данные для выбора болтов . . . . .	331
7-11. Проверка сжатых стержней на устойчивость . . . . .	334
<b>Глава восьмая. Конструирование электрических печей сопротивления . . . . .</b>	<b>335</b>
8-1. Общие замечания . . . . .	335
8-2. Фугеровка . . . . .	336
8-3. Нагревательные элементы . . . . .	347
8-4. Конструкции ленточных нагревательных элементов . . . . .	348
8-5. Конструкции проволочных нагревательных элементов . . . . .	353
8-6. Соединение и выводы нагревательных элементов . . . . .	355
8-7. Кожух печи . . . . .	358
8-8. Механизмы загрузки и разгрузки . . . . .	362
8-9. Вентиляторы . . . . .	378

Глава девятая. Конструирование дуговых печей . . . . .	383
9-1. Общие сведения . . . . .	383
9-2. Футеровка . . . . .	385
9-3. Кожух печи . . . . .	394
9-4. Сводное кольцо . . . . .	397
9-5. Экономайзеры . . . . .	398
9-6. Рабочее окно и сливной носок . . . . .	399
9-7. Электрододержатели . . . . .	402
9-8. Механизм перемещения электродов . . . . .	405
9-9. Вторичный токоподвод . . . . .	409
9-10. Механизм наклона . . . . .	414
9-11. Система водоохлаждения . . . . .	415
9-12. Основные системы опор печи . . . . .	417
9-13. Механизм подъема свода . . . . .	418
9-14. Механизм отката ванны . . . . .	421
9-15. Механизм отката портала . . . . .	425
9-16. Механизм поворота свода . . . . .	425
9-17. Механизм вращения ванны . . . . .	428
9-18. Загрузочная корзина . . . . .	429
Глава десятая. Определение стоимости изготовления и цены печи . . . . .	432
Литература . . . . .	439

---



---

ГЛАВА ПЕРВАЯ  
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА  
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

1-1. ТЕПЛОВЫЕ СВОЙСТВА ТЕЛ

а) Температура и единицы ее измерения

Температура (степень нагретости) тела является одним из физических параметров, определяющих состояние тела.

Температурная шкала — ряд точек, распределенных внутри температурного интервала, ограниченного двумя основными точками постоянной температуры.

Единица измерения температуры — градус — определенная доля интервала между двумя основными точками температурной шкалы. Шкалы Реомюра, стоградусная и Фаренгейта образуются делением на равные части интервала шкалы термометра между температурой плавления льда и температурой кипения воды: в шкале Реомюра — на 80 частей (от 0 до +80° R), в стоградусной — на 100 частей (от 0 до +100° C), в шкале Фаренгейта — на 180 частей (от +32 до +212° F).

Формулы перехода от одной шкалы к другой:

$$t^{\circ} C = \frac{5}{9} (t^{\circ} F - 32^{\circ}) = \frac{5}{4} t^{\circ} R; \quad (1-1)$$

$$t^{\circ} F = 32^{\circ} + \frac{9}{5} t^{\circ} C = 32^{\circ} + \frac{9}{4} t^{\circ} R; \quad (1-2)$$

$$t^{\circ} R = \frac{4}{5} t^{\circ} C = \frac{4}{9} (t^{\circ} F - 32^{\circ}). \quad (1-3)$$

Температура по термодинамической шкале отсчитывается от температуры абсолютного нуля (минус 273,16 или при-

ближенно минус 273°С) и обозначается через  $T$ . Числовые значения абсолютной температуры обозначаются через °абс. или °К:

$$T^{\circ} \text{К} = t^{\circ} \text{С} + 273.$$

Международная температурная стоградусная шкала принята в СССР общесоюзным стандартом (ОСТ ВКС 6954).

### б) Единицы энергии и мощности

Единицей измерения энергии (количества тепла) в СССР по ОСТ 6259 принята большая калория (*ккал*), которая с точностью до 0,02% равна количеству тепла, необходимому для нагревания 1 кг воды от 14,5 до 15,5°С при нормальном атмосферном давлении.

В зарубежной литературе встречается британская тепловая единица Bthu (British thermal unit), представляющая собой количество тепла, необходимое для нагрева 1 английского фунта воды на 1° F:

$$1 \text{ Bthu} = 0,252 \text{ ккал.}$$

Единица измерения энергии — киловатт-час, принятая в электротехнических расчетах, соответствует 860,99 ккал.

В практических расчетах принимается приблизительно 1 квт · ч = 860 ккал.

Единицами измерения мощности, т. е. энергии, отнесенной к единице времени, обычно являются ккал/ч и квт, причем 1 квт = 860 ккал/ч.

В механических расчетах мощность нередко измеряется в лошадиных силах (*л. с.*):

$$1 \text{ л. с.} = 736 \text{ вт} = 0,736 \text{ квт.}$$

### в) Тепловое расширение

Коэффициент линейного расширения твердых тел

$$\alpha = \frac{1}{l} \cdot \frac{dl}{dt} \quad (1-4)$$

(где  $l$  — линейный размер) меняется с изменением температуры, вследствие чего линейная зависимость

$$l_t = l_0 (1 + \alpha t) \quad (1-5)$$

справедлива лишь для определенного интервала температур. Коэффициент объемного расширения для однородных твердых тел  $\beta = 3\alpha$ .

В табл. 1-1 приведены коэффициенты линейного расширения некоторых металлов и сплавов.

Таблица 1-1

Коэффициенты линейного расширения  $\alpha \cdot 10^6$  для некоторых металлов и сплавов

Металлы и сплавы	Температурный интервал, °С					Примечание
	0—100	0—300	0—500	0—800	0—1 200	
Алюминий . . . . .	23,7	25,4	27,1	—	—	—
Вольфрам . . . . .	4,4	4,52	4,66	4,86	5,15	—
Железо . . . . .	12,15	13,2	14,1	14,8	—	—
Золото . . . . .	14,3	14,7	15,2	16,1	—	—
Кадмий . . . . .	30,4	32,6	—	—	—	—
Кобальт . . . . .	12,5	13,5	14,4	—	—	—
Магний . . . . .	26,0	28,5	30,0	—	—	—
Марганец . . . . .	22,8	25,2	—	—	—	—
Медь . . . . .	17,0	17,6	18,6	—	—	—
Молибден . . . . .	5,2	5,4	5,6	5,9	—	—
Никель . . . . .	13,3	14,4	15,2	16,0	17	—
Олово . . . . .	24,0	—	—	—	—	31,6 для 0—200°С
Платина . . . . .	9,1	9,3	9,6	9,9	10,5	—
Родий . . . . .	8,3	9,1	9,75	10,7	12,1	—
Свинец . . . . .	29,1	31,3	—	—	—	—
Серебро . . . . .	19,6	20,0	20,6	21,8	—	—
Титан . . . . .	8,95	8,55	10,0	8,8	—	—
Хром . . . . .	6,6	7,9	8,8	9,2	—	—
Цинк . . . . .	39,5	39,7	—	—	—	—
Бронза оловянистая . . . . .	17,6	18,2	—	—	—	—
Латунь желтая . . . . .	17,8	20,9	—	—	—	—
Нихром . . . . .	12,5	—	—	—	—	17,6 для 0—1 000°С
Сталь малоуглеродистая (0,2% С) . . . . .	12,18	13,08	13,92	12,64	14,81	—
Сталь хромистая . . . . .	10,2	11,3	12,1	12,8	13,5	Марки X13
хромоникелевая . . . . .	16,6	17,2	17,9	18,5	—	Марки IX18N9T
Чугун . . . . .	8,7—11,1	10,1—12,2	12,9—13,2	—	—	—

В табл. 2 приведены коэффициенты объемного расширения некоторых жидкостей при 20°С; для воды указаны другие температуры.

Коэффициент объемного расширения газов  $\alpha$  для большинства технических расчетов может быть принят равным приблизительно  $\frac{1}{273}$ . При постоянном давлении

$$V_t = V_0 (1 + \alpha t).$$

Таблица 1-2

## Коэффициенты объемного расширения жидкостей при 20°С

Наименование жидкостей	$\beta \cdot 10^5$	Наименование жидкостей	$\beta \cdot 10^5$
Бензин . . . . .	124	Глицерин . . . . .	53
Вода в интервале температур, °С:		Масло оливковое . . . . .	70
5—10 . . . . .	5,3	"    парафиновое . . . . .	90
10—20 . . . . .	15,0	Метилловый спирт . . . . .	122
20—40 . . . . .	30,2	Ртуть . . . . .	18,18
40—60 . . . . .	45,8	Скипидар . . . . .	94
60—80 . . . . .	58,7	Толуол . . . . .	109
Водные растворы, %:		Уксусная кислота . . . . .	107
CaCl <sub>2</sub> 5,8 . . . . .	25,0	Этиловый спирт . . . . .	110
CaCl <sub>2</sub> 40,9 . . . . .	45,8		
NaCl 26 . . . . .	43,6		

## г) Теплоемкость и теплосодержание

Удельной теплоемкостью называется количество тепла (ккал), необходимое для нагревания единицы количества вещества на 1°С.

Различают следующие виды теплоемкости:

- мольная теплоемкость  $\mu c$ , или  $\mu c$ , ккал/моль · град;
- весовая теплоемкость  $c$ , ккал/кг · град;
- объемная теплоемкость  $C$ , или  $c'$ , ккал/нм<sup>3</sup> · град.

Объемные теплоемкости газа относятся обычно к объему газа, приведенному к нормальному состоянию, т. е. к 0°С и 760 мм рт. ст. Зависимости между мольной, весовой и объемной теплоемкостями:

$$\mu c = c \cdot \mu = c' 22,4;$$

$$c = \frac{\mu c}{\mu} = \frac{c'}{\gamma_n};$$

$$c = \frac{\mu c}{22,4} = c' \gamma_n,$$

где  $\mu$  — молекулярный вес вещества;

$\gamma_n$  — удельный вес газа при нормальных условиях;

22,4 — объем 1 моля в литрах при нормальных условиях.

Таблица 1-3

Теплоемкость чистых металлов  $c_p$ , ккал/кг · °С

Наименование	При температуре, °С									
	0	100	200	400	600	800	1 000	1 200	1 400	
Алюминий . . . . .	0,214	0,218	0,224	0,234	0,244	—	—	—	—	—
Бериллий . . . . .	0,500	0,520	0,560	0,590	0,640	0,680	—	—	—	—
Ванадий . . . . .	0,118	0,120	0,122	0,125	0,128	0,131	—	—	—	—
Висмут . . . . .	0,0295	0,030	0,0307	—	—	—	—	—	—	—
Вольфрам . . . . .	0,032	—	0,0325	—	0,0335	—	—	—	—	—
Железо . . . . .	0,105	0,110	0,115	0,125	0,138	0,154	—	—	—	—
Золото . . . . .	0,0311	—	0,0314	—	0,0322	—	—	—	—	—
Кремний . . . . .	0,055	0,056	0,057	—	0,120	—	—	—	—	—
Кобальт . . . . .	0,107	—	0,110	0,114	0,120	0,127	—	—	—	—
Магний . . . . .	0,233	0,246	0,253	0,266	0,274	—	—	—	—	—
Марганец . . . . .	0,103	0,110	0,116	0,129	0,142	0,149	—	—	—	—
Никель . . . . .	0,102	0,107	0,113	0,122	0,124	0,125	—	—	—	—
Нюбий . . . . .	0,064	—	0,065	0,066	0,067	0,068	—	—	—	—
Медь . . . . .	0,093	0,094	0,095	0,097	0,099	0,101	—	—	—	—
Молибден . . . . .	0,060	0,061	0,062	0,071	—	—	—	—	—	—
Олово . . . . .	0,053	0,055	0,057	—	—	—	—	—	—	—
Платина . . . . .	0,0313	—	0,0321	—	0,0335	—	—	—	—	—
Родий . . . . .	0,0582	—	0,0605	—	0,0648	—	—	—	—	—
Свинец . . . . .	0,0304	0,0311	0,0319	—	—	—	—	—	—	—
Серебро . . . . .	0,0557	0,0564	—	0,0584	—	—	—	—	—	—
Титан . . . . .	0,127	0,129	—	0,137	—	—	—	—	—	—
Хром . . . . .	0,107	0,110	0,113	0,118	0,124	0,130	—	—	—	—
Цинк . . . . .	0,092	0,094	0,096	0,100	—	—	—	—	—	—



Средняя теплоемкость некоторых металлов и сплавов  $c_p$ , ккал/кг·°C

Наименование металла	В интервале температур, °C							
	0-200	200-300	300-400	400-500	500-600	600-800	800-1000	1000-1300
Алюминий	0,220	0,224	0,224	0,224	0,230	0,165	0,170	0,165
Железо	0,117	0,128	0,128	0,128	0,142	0,165	0,170	0,165
Магний	0,243	0,250	0,250	0,250	0,255	—	—	—
Марганец	0,110	0,120	0,120	0,120	0,125	—	—	—
Медь	0,094	0,095	0,095	0,095	0,096	0,097	0,098	0,070
Молибден	0,061	0,0615	0,0615	0,0615	0,062	0,063	0,068	—
Никель	0,110	0,112	0,112	0,112	0,113	0,114	0,115	0,0335
Платина	0,0317	—	—	—	—	—	—	—
Серебро	0,0584	0,0571	0,0571	0,0571	0,0597	—	—	0,164
Сталь малоуглеродистая	0,120	0,129	0,129	0,129	0,141	0,168	0,166	0,147
хромистая	0,116	0,127	0,127	0,127	0,143	0,164	0,143	—
хромоникелевая	0,125	0,129	0,129	0,129	0,136	0,140	0,143	—
Титан	0,110	0,132	0,132	0,132	0,135	0,140	0,140	—
Хром	0,110	0,113	0,113	0,113	0,116	0,120	0,122	—
Цинк	0,094	0,096	0,096	0,096	—	—	—	—

## Теплоемкость некоторых металлов (в ккал/кг) при различных температурах

Наименование металла	Теплосодержание при температуре, °C																
	20	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
Свинец	0,50	2,59	5,60	9,06	18,07	21,03	24,50	27,88	31,10	—	—	—	—	—	—	—	—
Цинк	1,84	9,46	19,22	29,43	40,08	76,10	88,38	101,08	113,84	—	—	—	—	—	—	—	—
Алюминий	4,30	22,40	45,30	65,25	91,52	116,05	140,24	243,10	256,40	290,50	313,50	—	—	—	—	—	—
Золото	0,60	3,10	6,37	10,00	13,21	16,90	20,48	24,51	28,16	32,42	36,37	—	—	—	—	—	—
Серебро	1,12	5,75	11,68	17,95	24,01	30,97	37,84	44,78	51,87	59,03	66,10	—	—	—	—	—	—
Медь	1,80	9,31	19,00	29,25	39,68	50,50	62,16	73,85	85,52	95,10	110,50	124,30	137,60	151,70	166,20	180,40	267,40
Никель	2,04	10,79	22,15	34,03	47,20	60,10	72,9	85,3	97,60	110,50	124,30	137,60	151,70	166,20	180,40	267,40	285,00
Хром	2,24	11,78	23,80	36,01	48,40	61,10	74,80	88,70	103,30	118,70	134,80	152,00	170,50	189,30	210,10	231,60	325,00
Железо (чистое)	2,10	11,10	23,40	36,60	51,20	67,00	85,20	100,00	120,60	139,50	161,30	177,80	194,80	212,10	231,30	250,90	332,00
Сталь (0,3% C)	2,12	11,20	22,90	36,00	49,30	63,90	81,40	100,50	131,50	150,00	166,90	183,50	201,00	—	—	—	—
• (0,8% C)	2,20	11,50	23,10	36,90	50,20	64,80	82,30	101,40	129,50	145,90	162,20	179,00	196,10	—	—	—	—
• (1,6% C)	2,28	12,00	24,10	37,50	51,10	66,10	83,90	103,00	132,30	146,60	160,00	172,00	187,00	—	—	—	—
Чугун (4,2% C)	2,50	13,10	26,80	41,20	56,00	70,90	88,90	107,90	134,30	154,10	—	—	—	—	—	—	—

Теплоемкость воздуха и некоторых газов  $c_p$ , ккал/кг·град

Температура, °C	Воздух	Азот и окись углерода	Кислород	Углекислота	Водяной пар	Водород
100	0,241	0,249	0,218	0,208	0,492	3,426
200	0,242	0,250	0,219	0,217	0,482	3,461
300	0,243	0,251	0,220	0,226	0,479	3,496
400	0,244	0,253	0,221	0,235	0,481	3,530
500	0,246	0,254	0,223	0,243	0,485	3,565
600	0,248	0,256	0,224	0,251	0,493	3,600
700	0,250	0,258	0,226	0,258	0,503	3,635
800	0,252	0,260	0,228	0,264	0,516	3,669
900	0,253	0,263	0,230	0,271	0,531	3,704
1000	0,257	0,266	0,232	0,277	0,549	3,739

## Теплоты плавления и испарения важнейших элементов и некоторых неорганических соединений

Наименование металла	Атомный вес	Плавление		Испарение	
		удельная тепло- та, ккал/кг	температура, °C		удельная тепло- та, ккал/кг
Алюминий	26,97	92,40	658,00	2228,0	1800
Барий хлористый	208,27	27,80	962,00	290,0	1560
Бериллий	9,02	260,00	1280,00	—	2970
Висмут	2,09	12,46	271,00	188,0	1450
Вольфрам	184,00	60,00	3410,00	1150,0	5900

Наименование металла	Атомный вес	Плавление		Испарение	
		удельная тепло- та, <i>ккал/кг</i>	температура, °С	удельная тепло- та, <i>ккал/кг</i>	температура, °С
Железо	55,84	65,00	1535,00	1595,0	3000
Золото	197,20	16,11	1063,00	445,7	2600
Кадмий	112,41	13,17	329,00	216,0	767
Калий хлористый	74,55	74,10	790,00	600,0	1413
Кальций	110,99	54,20	—	—	1600
Кобальт	58,94	58,38	1480,00	1240,0	2900
Кремний	28,06	—	1410,00	1262,0	2500
Литий азотнокислый	—	—	—	—	—
Магний	24,32	88,50	261,00	1315,0	1100
Марганец	54,93	58,50	650,00	650,00	1900
Медь	63,57	64,80	1260,00	910,0	1900
Молибден	96,00	43,30	1083,00	1145,0	2300
Натрий хлористый	58,45	48,00	2625,00	1338,0	4800
Никель	58,69	124,00	802,00	680,0	1440
Олово	118,70	73,00	1452,00	1400,0	3380
Платина	195,23	14,40	231,80	271,0	2260
Ртуть	200,61	24,10	1755,00	574,0	4300
Свинец	207,22	2,79	—38,87	70,8	357
Серебро	107,88	6,32	327,50	203,0	1620
Титан	47,90	25,20	960,50	556,0	1950
Углерод (графит)	12,01	90,00	3540,00	145,0	3200
Фосфор	31,02	—	44,10	287,0	287
Хром	52,01	31,75	16,15	1095,0	2200
Цинк	65,38	24,09	419,40	425,6	907

Таблица 1-8  
Физические данные некоторых металлов и сплавов, расплавляемых в электрических печах

Наименование металла или сплава	Температура, °С		Удельное сопротив- ление 10 <sup>-6</sup> ом·см		Удельный вес		Теплоемкость жидкого ме- талла при температуре перегрева, <i>ккал/кг·град</i>	Скрытая теплота плавле- ния, <i>ккал/кг</i>		
	плавле- нии	перегрева	при 20° С	в жидком состоянии	при 20° С	в жид- ком со- стоянии				
									при 20° С	при 20° С
									при 20° С	при 20° С
Алюминий	658	700	2,90	24,0	2,70	2,40	0,308	—		
Дураль	658	700	4,95	28,0	2,80	2,50	0,300	97,0		
Бронза БрОЦС-5-5-5	970	1150	8,00	40,0	8,80	8,10	0,120	—		
Бронза БрФ4-0,25	1060	1225	8,50	35,0	8,90	8,20	0,120	41,0		
Латунь 68	940	1140	7,00	38,5	8,60	8,00	0,118	36,5		
" 62	905	1070	6,80	40,0	8,50	7,80	0,116	35,5		
" 58 (мунцевая)	900	1040	6,00	40,0	8,50	7,80	0,116	34,5		
Медь	1083	1225	1,78	21,0	8,94	7,93	0,134	—		
Никель	1452	1550	9,00	108,5	8,90	—	0,115	—		
Мельхиор (Cu — 80%, Ni — 20%)	1180	1250	3,00	55,0	—	—	0,118	47,0		
Полумтомпак (Cu — 80%, Zn — 20%)	1000	1160	5,10	33,5	8,70	8,10	0,117	39,0		
Томпак (Cu — 90%, Zn — 10%)	1045	1225	4,20	28,0	8,80	8,20	0,1175	41,0		
Томпак (Cu — 95%, Zn — 5%)	1075	1190	2,85	23,2	8,85	8,25	0,125	41,5		
Сталь (C—0,22%)	1520	1650	12,16	140,0	7,80	7,20	—	—		
Магний	650	700	4,60	—	1,74	1,57	—	—		
Цинк	419,4	500	6,20	35,0	7,13	6,48	—	—		
Титан	1660	—	55,40	—	4,50	—	—	—		

В зависимости от условий нагревания газа различают теплоемкость при постоянном давлении ( $c_p, c'_p, \mu c_p$ ) и теплоемкость при постоянном объеме ( $c_v, c'_v, \mu c_v$ ).

Теплосодержанием называется количество тепла, содержащееся в теле при определенной температуре. Удельное теплосодержание — количество тепла, отнесенное к единице веса, обычно измеряемое в *ккал/кг* или *квт·ч/кг*. В практических расчетах предполагается, что при 0°С теплосодержание равно нулю. Исключением является вода, для которой теплосодержание при 0°С может отличаться от нуля.

В табл. 1-3 и 1-4 приведены теплоемкости, а в табл. 1-5 — теплосодержания некоторых металлов и сплавов. Теплоемкости воздуха и некоторых паров даны в табл. 1-6.

При расплавлении и испарении каждого вещества затрачивается определенное количество тепла без изменения температуры вещества. Это количество тепла называется скрытой теплотой плавления или испарения. Ее отношение к единице веса вещества называется удельной теплотой плавления или испарения.

В табл. 1-7 приведены значения удельной теплоты плавления и испарения для различных веществ.

Для тепловых расчетов в табл. 1-8 приведены некоторые данные о металлах и сплавах, расплавляемых в электрических печах.

## 1-2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ

Наука, изучающая законы передачи и распространения тепла, называется теорией теплопередачи, или термомеханикой. Эта наука дает анализ факторов, влияющих на интенсивность теплообмена, и методы расчета теплообмена в различных тепловых агрегатах.

Теплообмен между двумя телами при разности их температур происходит двумя принципиально различными способами: соприкосновением и излучением (радиацией).

При излучении тела находятся на расстоянии одно от другого. Тепловая энергия тела преобразуется в лучистую, а лучи, распространяясь в пространстве, падают на поверхность другого тела, где их энергия вновь обращается в тепловую.

При соприкосновении двух тел с различными температурами в местах соприкосновения устанавливается неко-

торая общая промежуточная температура, тепло распространяется внутри более нагретого тела по направлению к местам соприкосновения, в пределах же менее нагретого тела — от мест соприкосновения к другим его частям.

Распространение тепла внутри тела возможно двумя способами: теплопроводностью и конвекцией. При первом способе тепло распространяется благодаря столкновениям молекул, причем молекулы более нагретой части тела, имеющие в среднем большую кинетическую энергию, передают часть ее соседним молекулам. Таким образом, тепло может распространяться в теле и при отсутствии явного движения его частей, например в твердом теле. В жидкостях и газах наряду с теплопроводностью обычно происходит также распространение тепла конвекцией, т. е. путем непосредственного переноса тепла более нагретыми массами жидкости, занимающими при движении места менее нагретых масс. В газах возможно также распространение тепла от одной части газа к другой посредством излучения.

Явление передачи тепла соприкосновением от стенки к жидкости и дальнейшего распространения его в жидкости, а также процесс, протекающий в обратном направлении, носят название конвективного теплообмена.

При любом виде теплообмена справедливо общее выражение количества передаваемого тепла

$$Q = \alpha F \Delta t, \quad (1-6)$$

где  $Q$  — количество передаваемого тепла, *ккал/ч*;  
 $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, в общем случае зависящий от различных факторов, в том числе и от температуры, *ккал/м<sup>2</sup>·град·ч*;  
 $F$  — расчетная поверхность, характерная для каждого конкретного вида теплопередачи, *м<sup>2</sup>*;  
 $\Delta t$  — разность температур, °С.

Изучение различных видов передачи тепла сводится к выявлению конкретных величин коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  и определению расчетных поверхностей.

Ниже рассматриваются три вида теплопередачи: теплопроводность, конвективный и лучистый теплообмен; рассмотрение ограничивается случаями стационарного теплового режима, при которых температура тел в каждой точке пространства остается с течением времени неизменной.

### 1-3. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

#### а) Общие зависимости

Из опыта известно, что количество тепла, проходящего вследствие теплопроводности через плоскую стенку (рис. 1-1), одна поверхность которой имеет температуру  $t_1$ , а другая  $t_2$ , пропорционально разности этих температур и

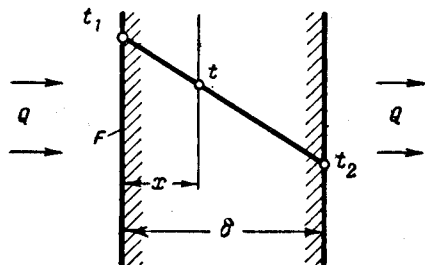


Рис. 1-1. Распределение температур в плоской стенке.

площади стенки  $F$  и обратно пропорционально толщине стенки  $\delta$ , т. е.

$$Q = \lambda F \frac{t_1 - t_2}{\delta}, \quad (1-7)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности,  $\text{ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ ;  
 $F$  — поверхность стенки,  $\text{м}^2$ ;  
 $t_1$  и  $t_2$  — температуры поверхностей стенки,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\delta$  — толщина стенки,  $\text{м}$ .

Формула (1-7) выражает закон Фурье. Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  различен для разных материалов стенки и более или менее значительно зависит от температуры. Для общей ориентировки в табл. 1-9 приведены значения коэффициентов теплопроводности различных материалов.

Если ввести понятие о тепловом сопротивлении стенки  $R = \frac{\delta}{\lambda F}$ , то закон Фурье принимает вид, аналогичный закону Ома:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{R}. \quad (1-8)$$

#### Ориентировочные коэффициенты теплопроводности для некоторых твердых тел, $\text{ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ при $20^{\circ}\text{C}$

Материал	$\lambda$	Материал	$\lambda$
<b>Металлы</b>		Бетон . . . . .	0,7—1,2
Серебро . . . . .	350—360	Стекло . . . . .	0,6—0,9
Медь чистая . . . . .	340	Штукатурка . . . . .	0,6—1,0
” обычная . . . . .	300—320	Дерево . . . . .	0,1—0,15
Алюминий . . . . .	180—200	<b>Изоляционные материалы</b>	
Латунь . . . . .	80—100	Асбест . . . . .	0,15—0,20
Бронза . . . . .	30—40	Диатомит, трепел . . . . .	0,10—0,15
Железо, чугун, углеродистая сталь . . . . .	35—45	Древесные опилки . . . . .	0,06—0,08
Легированная сталь . . . . .	15—30	Пробка, войлок, торфоплиты . . . . .	0,04—0,08
Сталь с содержанием никеля 30—40% . . . . .	10—15	<b>Разные материалы</b>	
Титан . . . . .	13	Котельная накипь . . . . .	0,5—2,0
<b>Строительные материалы</b>		Уголь . . . . .	0,1—0,2
Кирпич шамотный . . . . .	0,8—1,0	Сажа . . . . .	0,05—0,1
” красный в кладке . . . . .	0,5—0,7		

Для бесконечно тонкого слоя, вырезанного перпендикулярно направлению теплового потока, закон Фурье может быть выражен в дифференциальной форме, справедливой также и для нестационарного теплового потока:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}, \quad (1-9)$$

где  $q$  — удельный тепловой поток,  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ ;  
 $\frac{dt}{dx}$  — градиент температуры, или разность температур отнесенная к бесконечно малому приращению координаты  $x$ .

Знак «минус» указывает на то, что тепловой поток направлен в сторону убывания температуры.

Поскольку при стационарном режиме количество проходящего тепла и площадь стенки  $F$  в любом слое плоской стенки одинаковы, а коэффициент теплопроводности  $\lambda$  постоянен, падение температуры  $t_1 - t_2$  пропорционально толщине слоя  $x$ , так что график температуры по толщине стенки имеет вид прямой линии (см. рис. 1-1).

При последовательном прохождении тепла через ряд стенок или слоев их тепловые сопротивления складываются:

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda_1 F_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 F_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n F_n}. \quad (1-10)$$

Соответственно этому тепловой поток через многослойную плоскую стенку определяется по формуле

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{R}, \quad (1-11)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — температуры внешних поверхностей стенки, °C.

Тепловой поток через многослойную цилиндрическую стенку определяется из выражения

$$Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{d_{n+1}}{d_n}}, \quad (1-12)$$

где  $d_1$  и  $d_{n+1}$  — внутренний и внешний диаметры стенки;  
 $d_2, d_3, \dots, d_n$  — диаметры пограничных поверхностей между отдельными слоями цилиндрической стенки;  
 $L$  — длина цилиндра, м.

### б) Теплопередача через стенку

Передача тепла от одной жидкости или газа к другой часто происходит через стенку. Температуры жидкости, протекающей вдоль стенки, мест соприкосновения и самой стенки одинаковы, но при небольшом удалении от стенки температура резко повышается или понижается (рис. 1-2). Процесс передачи тепла внутри многослойной стенки был разобран выше, передача же тепла от жидкости к поверхности и обратно подчиняется выражению, предложенному Ньютоном:

$$Q = \alpha F(t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}), \quad (1-13)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи на поверхности соприкосновения жидкости со стенкой,  $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ ;

$F$  — поверхность соприкосновения жидкости со стенкой,  $\text{м}^2$ ;

$t_{\text{ж}}$  — температура жидкости на значительном удалении от стенки, °C;

$t_{\text{ст}}$  — температура поверхности стенки, °C.

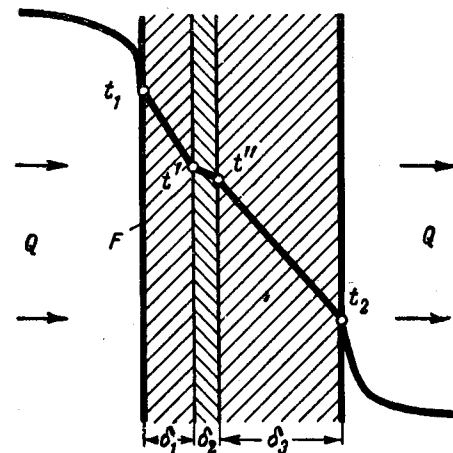


Рис. 1-2. Теплопередача через плоскую многослойную стенку.

## 1-4. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН

### а) Общие положения

Конвективный тепловой поток может быть выражен произведением количества жидкости  $\omega \tau$ , проходящей через единицу площади в единицу времени, на теплоемкость  $c_p$  и температуру жидкости, отсчитываемую от некоторого уровня  $t_0$ :

$$q = \omega \tau c_p (t - t_0) \quad [\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}]. \quad (1-14)$$

Поэтому распределение тепловых потоков и поле температур в движущейся жидкости, а также коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  от жидкости к стенке зависят не только от физических свойств жидкости, но и главным образом от характера и скорости ее движения. В зависимости от причины, вызывающей движение жидкости, различают движения вынужденное и свободное.

Вынужденное движение жидкости вызывается работой насоса, вентилятора, дымовой трубы или другого устройства, причем между входом и выходом из канала, по которому движется жидкость, устанавливается определенная разность давлений. Свободное движение (естественная конвекция) может происходить и при отсутствии перепада давлений и обуславливается различием удельных весов жидкости в разных точках рассматриваемого объема, вызывающим появление так называемой подъемной силы.

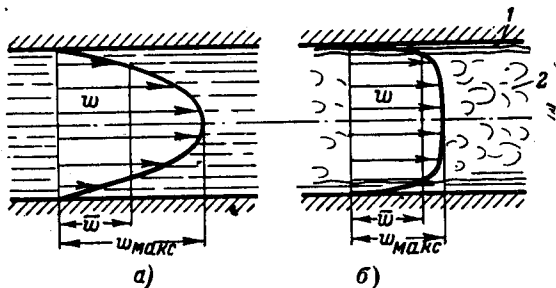


Рис. 1-3. Распределение скоростей при движении жидкости в трубе.

а — ламинарное движение; б — турбулентное движение;  
1 — ламинарный пограничный слой; 2 — ядро потока.

Так, при местном нагревании воздуха у отопительной батареи плотность и удельный вес воздуха уменьшаются, а нагретый воздух поднимается и замещается более холодным, поступающим к батарее снизу.

Движение жидкости может иметь ламинарный или турбулентный характер.

При ламинарном движении жидкость образует несмешивающиеся струи, которые следуют очертаниям канала или стенки. Если не происходит изменения внешних условий, то после некоторого начального или переходного промежутка времени движение становится стационарным, т. е. скорость в каждой точке пространства остается неизменной.

Вследствие внутреннего трения (вязкости) скорость жидкости при движении в канале неодинакова в разных точках его сечения. Она изменяется непрерывно от точки к точке и у неподвижной стенки всегда доходит до нуля. Распределение скоростей по течению круглой трубы показано на рис. 1-3. При ламинарном движении профиль скоростей в сечении, достаточно удаленном от начала трубы,

представляет собой параболу, причем максимальная скорость по оси трубы  $w_{\max}$  вдвое превышает среднюю по всему сечению скорость  $w$ .

При увеличении скорости жидкости в трубе ламинарное движение переходит в турбулентное, которое характеризуется тем, что скорость жидкости в данной точке пространства не остается постоянной, а испытывает частые пульсации, нерегулярные по величине и направлению. Вследствие поперечных пульсаций, вызывающих перемещения в направлениях, перпендикулярных основному направлению движения, происходят постоянное перемещение жидкости и нарушение отдельных струй. Такое движение является условно стационарным, если рассматривать усредненные за некоторый промежуток времени значения скорости движения жидкости при установившихся величинах последних.

При турбулентном движении в прямой цилиндрической трубе усредненные значения скорости в различных точках поперечного сечения также направлены параллельно оси и различны по величине. Профиль скоростей изображается кривой (рис. 1-3,б), имеющей более плоский характер, чем при ламинарном движении; скорость по оси всего на 20—30% больше средней.

Вблизи стенки пульсации скорости уменьшаются, и при турбулентном движении всей основной массы жидкости около стенки сохраняется тонкий пограничный слой, движущийся ламинарно. В пределах этого слоя толщиной порядка 1% радиуса трубы скорость жидкости резко меняется от нуля на поверхности стенки до 0,3—0,7 средней скорости на условной границе с турбулентным потоком.

Движущаяся жидкость оказывает на поверхность гладкой стенки  $F$  касательное усилие, определяемое формулой

$$R = \mu F \frac{dw}{dy}, \quad (1-15)$$

где  $\frac{dw}{dy}$  — градиент скорости по направлению нормали к стенке.

Такой же формулой выражается сила трения между любыми соседними слоями жидкости, движущимися с неодинаковыми скоростями.

Коэффициент пропорциональности  $\mu$  в (1-15) называется коэффициентом динамической (абсолютной) вязкости

жидкости или коэффициентом внутреннего трения. В технической системе единиц  $\mu$  измеряется в  $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ .

Для идеальных газов  $\mu$  не зависит от давления; для жидкостей влияние давления незначительно.

Вязкость существенно влияет на характер движения жидкости. Ламинарный или турбулентный характер движения жидкости в трубе определяется значением безразмерного комплекса величин — кинематического критерия (критерия или числа Рейнольдса):

$$\text{Re} = \frac{\bar{w} \gamma d}{\mu g} = \frac{\bar{w} d}{\nu}, \quad (1-16)$$

где  $\bar{w}$  — средняя скорость движения жидкости,  $\text{м}/\text{сек}$ ;  
 $d$  — диаметр трубы,  $\text{м}$ ;  
 $\gamma$  — удельный вес жидкости;  
 $g$  — ускорение силы тяжести;  
 $\nu = \frac{\mu g}{\gamma}$  — кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{сек}$ .

При числе Рейнольдса ниже критического (ниже 2300), т. е. при малых скоростях, в трубах небольших диаметров или при очень вязких жидкостях движение жидкости происходит ламинарно. В некоторых условиях наблюдается ламинарное движение жидкости и при числах  $\text{Re}$  значительно выше критического, однако такое движение неустойчиво и при малейшем местном возмущении потока переходит в турбулентное.

При турбулентном движении благодаря поперечным пульсациям скорости перенос тепла к стенкам происходит как за счет теплопроводности жидкости, так и за счет конвекции, за исключением лишь весьма тонкого пограничного слоя, где, как и при ламинарном движении, осуществляется лишь теплопередача теплопроводностью. В результате коэффициент теплоотдачи к стенке при турбулентном движении оказывается значительно выше, чем при ламинарном.

Сопротивление движению жидкости в канале вызывает падение давления  $\Delta p$ , которое принято выражать в долях динамического давления жидкости  $\frac{\gamma \bar{w}^2}{2g}$ :

$$\Delta p = \zeta \frac{\gamma \bar{w}^2}{2g}. \quad (1-17)$$

Для прямой трубы коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta$  пропорционален длине трубы  $l$  и обратно пропорционален диаметру  $d$ , т. е.

$$\zeta = K \frac{l}{d}. \quad (1-18)$$

Коэффициент трения  $K$  при турбулентном движении обычно находится в пределах 0,02 — 0,04; он зависит от критерия  $\text{Re}$  и степени шероховатости стенок трубы.

Для ламинарного движения

$$K = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (1-19)$$

Для турбулентного движения при  $\text{Re} \leq 100\,000$

$$K = 0,3164 \text{Re}^{-0,25}. \quad (1-20)$$

### б) Основные положения теории подобия

Общее выражение конвективного теплообмена

$$Q = \alpha F \Delta t$$

может быть использовано для расчетов лишь в том случае, если известно значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ . Однако коэффициент теплоотдачи зависит от большого количества отдельных параметров, что затрудняет определение его для многих конкретных случаев теплообмена.

Теория подобия, в разработке которой большая роль принадлежит советским ученым акад. М. В. Кирпичеву, проф. А. А. Гухману и др., позволяет значительно уменьшить число искомых зависимостей и необходимых серий опытов и установить способы обобщения полученных данных для применения их к другим, аналогичным случаям.

Так, коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  зависит от геометрической формы, размеров, состояния поверхности и температуры стенки, характера и скорости движения, температуры и физических свойств жидкости. Теория подобия показывает, что при вынужденном движении жидкости должна существовать определенная однозначная зависимость между включающим величину  $\alpha$  критерием теплоотдачи (критерием Нуссельта)

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad (1-21)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности жидкости,  $\text{ккал/м}\cdot\text{град}\cdot\text{ч}$  критерием  $Re$  и критерием физических свойств жидкости (критерием Прандтля)

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (1-22)$$

где  $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$  — коэффициент температуропроводности жидкости,  $\text{м}^2/\text{ч}$ .

Иначе говоря,

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (1-23)$$

Вид функции  $f$  приходится находить из опыта, однако исследование облегчается тем, что нужно искать зависимость  $Nu$  только от двух переменных величин:  $Re$  и  $Pr$ , причем вид функции  $f$  должен быть одним и тем же не только для данного конкретного канала, но и для всех геометрически подобных систем или моделей.

При изменении геометрического подобия, например при другом отношении длины трубы  $l$  к ее диаметру  $d$ , вид функции  $f$  изменяется. Для обобщения единой формулой законов теплоотдачи круглых прямых труб любой длины зависимость (1-23) должна быть видоизменена следующим образом:

$$Nu = \psi \left( Re, Pr, \frac{l}{d} \right). \quad (1-24)$$

В исследованиях и расчетах теплоотдачи иногда оказывается удобным оперировать с критерием конвективного теплообмена  $Pe$  (критерием Пекле), который представляет собой произведение критериев  $Re$  и  $Pr$ :

$$Pe = Re Pr = \frac{wd}{a}, \quad (1-25)$$

причем вид функций  $f$  и  $\psi$  соответственно изменяется.

Для вынужденного движения жидкости имеет значение критерий гидравлического сопротивления  $Eu$  (критерий Эйлера):

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \omega^2} = \frac{\xi}{2}. \quad (1-26)$$

В частности, для круглой прямой трубы

$$Eu = \frac{1}{2} K \frac{l}{d}. \quad (1-27)$$

Законы гидравлического сопротивления выражаются зависимостью

$$Eu = f(Re), \quad (1-28)$$

причем согласно теории подобия вид функции  $f$  должен быть одним и тем же для всех геометрически подобных каналов при одинаковых условиях входа жидкости в канал.

Критерии подобия  $Re$  и  $Pr$  (или  $Pe$ ), играющие роль аргументов в зависимостях (1-23), (1-24) и (1-28), называются определяющими.

При свободном движении жидкости (естественной конвекции) определяющим критерием вместо  $Re$  служит критерий подъемной силы (критерий Грасгофа):

$$Gr = \frac{d^3 g \beta \Delta t}{\nu^2}, \quad (1-29)$$

где  $d$  — характерный линейный размер канала или обтекаемого тела,  $\text{м}$ ;

$\beta$  — коэффициент объемного расширения, для идеальных газов равный  $\frac{1}{273}$ ;

$\Delta t$  — разность температур стенки и жидкости вдали от стенки,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\nu$  — кинематическая вязкость жидкости,  $\text{м}^2/\text{сек}$ ;

$g$  — ускорение силы тяжести.

Опытные данные по теплопередаче в условиях естественной конвекции должны дать зависимость между критериями теплоотдачи, подъемной силы и физических свойств:

$$Nu = \varphi(Gr, Pr). \quad (1-30)$$

Для капельных жидкостей критерий  $Pr$  практически зависит лишь от температуры.

Для воздуха и всех двухатомных газов  $Pr \approx 0,72$ , а для трехатомных  $Pr \approx 0,85$ .

Для водяного пара  $Pr = 1,0$ — $1,1$  и лишь при высоких давлениях вблизи насыщения доходит до 2 и выше. Таким образом, для всех газообразных тел  $Pr \approx \text{const}$ , что дает основание упростить некоторые зависимости между критериями.

Так, например, при вынужденном движении газа

$$Nu = f_1(Re), \quad (1-31)$$

а при свободном движении газа

$$Nu = \varphi_1(Gr). \quad (1-32)$$



Если форма стенки не цилиндрическая или сферическая, то вместо диаметра  $d$  во всех приведенных формулах может фигурировать любой другой характерный размер, но для определенности функций  $f$ ,  $\varphi$  и т. д. должно быть ясно указано, какой именно размер (длина, высота и т. п.) имеется в виду. В табл. 1-10 приведены физические свойства воды, а в табл. 11 — воздуха и дымовых газов.

Таблица 1-10

Физические свойства воды

Температура, °С	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , ккал/м·г·град·ч	Коэффициент динамической вязкости $\mu$ , кг·сек/м <sup>2</sup> ·10 <sup>-6</sup>	Коэффициент кинематической вязкости $\nu$ , м <sup>2</sup> /сек·10 <sup>-6</sup>	Критерий физических свойств $Pr$	Коэффициент объемного расширения $\beta$ , $\frac{1}{°C} \cdot 10^{-4}$
0	0,474	182,3	1,788	13,70	-0,63
10	0,494	133,1	1,306	9,50	+0,88
20	0,515	102,4	1,006	7,00	2,07
30	0,531	81,7	0,805	5,40	3,04
40	0,545	66,6	0,658	4,30	3,9
50	0,557	56,0	0,556	3,55	4,6
60	0,567	47,9	0,478	3,00	5,3
70	0,574	41,4	0,415	2,55	5,8
80	0,580	36,2	0,366	2,25	6,3
90	0,585	32,1	0,326	1,95	7,0
100	0,587	28,8	0,294	1,75	7,5
110	0,589	26,4	0,272	1,57	8,0
120	0,590	24,2	0,251	1,43	8,6

Таблица 1-11

Физические свойства воздуха и дымовых газов (при среднем объемном содержании CO<sub>2</sub> 13% и паров воды 11%)

Температура, °С	Коэффициент динамической вязкости $\mu$ , кг·сек/м <sup>2</sup> ·10 <sup>-6</sup>		Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , ккал/м·г·град·ч	
	воздуха	дымовых газов	воздуха	дымовых газов
0	1,75	1,61	2,13	2,00
100	2,23	2,08	2,74	2,70
200	2,65	2,50	3,29	3,45
300	3,03	2,88	3,83	4,15
400	3,37	3,23	4,34	4,90
500	3,68	3,55	4,84	5,65
600	3,98	3,86	5,32	6,40
700	4,26	4,15	5,78	7,10
800	4,52	4,42	6,22	7,85
900	4,76	4,68	6,64	8,60
1 000	5,00	4,93	7,05	9,35
1 100	5,22	5,17	7,43	10,10
1 200	5,44	5,40	7,81	10,85

в) Течение жидкости (газа) внутри круглой трубы

На рис. 1-4 представлены данные опытных исследований связи критерия подобия  $Nu$  с критериями  $Re$  и  $Pr$ . При ламинарном течении жидкости или газа, что соответствует значениям критерия  $Re < 2\ 300$ , критерий  $Nu$  изменяется мало, т. е. коэффициент теплоотдачи сравнительно слабо зависит от скорости движения.

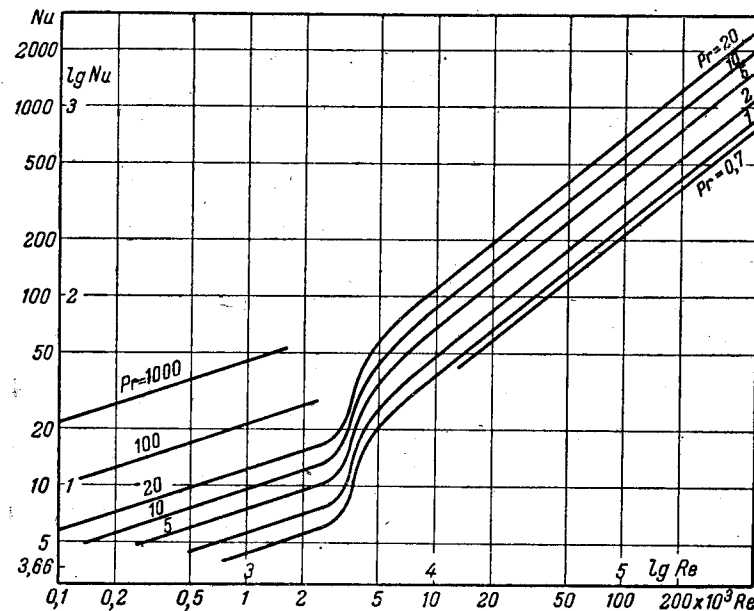


Рис. 1-4. Зависимость критерия подобия  $Nu$  от критериев  $Re$  и  $Pr$ .

Для чаще встречающегося в теплотехнике турбулентного движения жидкости или газа в трубах можно пользоваться следующими эмпирическими формулами В. Н. Тимофеева (Всесоюзный теплотехнический институт): при нагревании жидкости или газа

$$Nu = 100 \left( \frac{Re}{40\ 000} \right)^{0.8} Pr^{0.45}, \quad (1-33)$$

при охлаждении жидкости или газа

$$Nu = 100 \left( \frac{Re}{30\ 000} \right)^{0.8} Pr^{0.35}. \quad (1-34)$$

Значения коэффициента  $A$  в формуле (1-37)

Нагревание воздуха						Охлаждение дымовых газов					
Средняя арифметическая температура воздуха, °С						Средняя арифметическая температура дымовых газов, °С					
0	200	400	600	800	1 000	0	200	400	600	800	1 000
2,5	2,74	2,95	3,2	3,35	3,5	3,2	3,7	4,15	4,4	4,75	5,0

Некоторое различие в условиях теплоотдачи при нагреве и охлаждении объясняется тем, что в зависимости от направления теплового потока вязкость соприкасающейся со стенкой трубы жидкости может быть либо больше вязкости жидкости в средней части трубы (случай охлаждения), либо меньше (случай нагрева).

Для теплоотдачи в условиях ламинарного движения жидкости или газа в трубах применяются следующие эмпирические формулы: при нагревании

$$Nu = 2,4 \left( Re \frac{d}{l} \right)^{1/3} \quad (1-35)$$

и при охлаждении

$$Nu = 1,615 \left( Re \frac{d}{l} \right)^{1/3}, \quad (1-36)$$

справедливые для труб с отношением длины  $l$  к внутреннему диаметру  $d$   $\frac{l}{d} < 0,04 Re$ .

При практическом расчете теплопередачи может возникнуть вопрос, при каких температурах следует определять физические свойства жидкости или газа ( $\rho$ ,  $\gamma$ ,  $\mu$ ,  $\nu$ ,  $\lambda$ ,  $\alpha$ ,  $Pr$ ,  $\beta$ ), входящие в выражения критериев подобия: жидкости, стенки или некоторой промежуточной. Эти расчетные температуры должны быть такими же, какими они принимались исследователями, обрабатывавшими результаты опыта и предложившими на этом основании те или иные формулы. В частности, при использовании (1-33—1-36) необходимо все физические свойства жидкости определять по средней температуре протекающей в трубе жидкости.

Общие зависимости теплопередачи в применении к конкретным жидкостям могут быть значительно упрощены. Так, применительно к воздуху и дымовым газам (1-33) можно заменить выражением, непосредственно дающим величину коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ :

$$\alpha = A \frac{(w\gamma)^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (1-37)$$

где  $A$  — коэффициент, значения которого приведены в табл. 1-12.

Расчет теплоотдачи газов упрощается тем, что критерий  $Pr \approx 1$  для всех применяемых в практике газов в отличие от капельных жидкостей, для которых  $Pr$  значительно отклоняется от 1.

### г) Течение в каналах некруглого сечения

При турбулентном течении для определения коэффициента теплоотдачи применяются те же формулы, что и для труб круглого сечения, но вместо диаметра трубы  $d$  в расчет вводится так называемый эквивалентный диаметр  $d_{\text{экв}}$ , получаемый из выражения

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F}{U}, \quad (1-38)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения канала, а  $U$  — периметр этого сечения.

Так, например, для прямоугольника со сторонами  $a$  и  $b$

$$d_{\text{экв}} = \frac{2ab}{a+b}.$$

Для узкой щели шириной  $b$ , значительно превышающей зазор  $a$ ,

$$d_{\text{экв}} = \frac{2a}{1 + \frac{a}{b}} \approx 2a.$$

Этой же формулой выражается эквивалентный диаметр кольцеобразного сечения с зазором  $a$ .

### Течение вдоль плоской поверхности

По данным опытов исследования теплоотдачи пластины, обтекаемой продольным потоком воздуха, М. А. Михеевым предложена формула

$$Nu = 0,32 Re^{0,8} \quad (1-39)$$

или

$$\alpha = 0,032 \frac{\lambda}{L} \left( \frac{\omega \gamma L}{\mu g} \right)^{0,8}, \quad (1-40)$$

где  $L$  — размер пластины в направлении потока воздуха, м. Физические свойства жидкости  $\gamma$ ,  $\mu$  и  $\lambda$  относятся к температуре воздуха, охлаждающего нагретую стенку. Формулы (1-39) и (1-40) справедливы для  $1 \cdot 10^5 < Re < 1 \cdot 10^6$ .

#### д) Поперечное внешнее обтекание

При поперечном обтекании трубы или круглого прутка поток раздваивается, причем по обе стороны вдоль передней полуцилиндрической поверхности нарастает пограничный слой медленно движущейся жидкости.

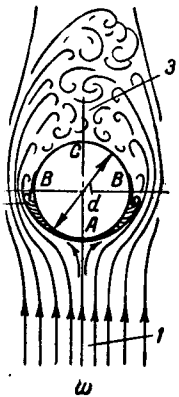


Рис. 1-5. Поперечное обтекание цилиндра.

1 — невозмущенный поток; 2 — ламинарный пограничный слой; 3 — вихревая область.

Вблизи границы передней полуцилиндрической поверхности этот слой обычно разрушается, отрывается от поверхности цилиндра и уносится потоком, а за цилиндром образуется вихревая зона (рис. 1-5). Коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение на линии соприкосновения потока с цилиндром, постепенно уменьшается по направлению к границе передней полуцилиндрической поверхности, а затем за счет завихрений снова увеличивается на тыловой полуцилиндрической поверхности.

Для среднего коэффициента теплоотдачи от одиночной трубы к воздуху или в обратном направлении справедлива выведенная из опытов следующая общая зависимость:

$$Nu = C Re^n. \quad (1-41)$$

В частности, в пределах  $5 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^4$  при спокойном, незавихренном течении перед трубой

$$Nu = 0,2 Re^{0,6} \quad (1-42)$$

или

$$\alpha = 0,2 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{\omega \gamma d}{\mu g} \right)^{0,6}, \quad (1-43)$$

где  $\omega$  — скорость перед трубой, м/сек;  
 $d$  — диаметр трубы, м,

а все физические свойства жидкости относятся к температуре жидкости перед трубой.

Предварительное завихрение потока, например при прохождении через выставленную впереди турбулизирующую решетку из труб или прутков, повышает коэффициент теплоотдачи на 20—50%!

При обтекании пучка трубы первого ряда находятся почти в тех же условиях, что и одиночная. В следующих рядах коэффициент теплоотдачи возрастает, так как здесь трубы омываются уже завихренным потоком.

В «шахматном» пучке завихрение и перемешивание потока особенно интенсивны. Нарастание коэффициента теплоотдачи происходит примерно до четвертого ряда; в последующих рядах он остается постоянным.

В «коридорном» пучке, начиная со второго ряда, меняется самый характер омывания трубок, так как они оказываются «в тени» предыдущего ряда.

Характер омывания в пучках того и другого рода зависит также от шага трубок по ширине и глубине пучка. При прочих равных условиях коэффициент теплоотдачи в шахматных пучках несколько выше, чем в коридорных. Однако шахматные пучки имеют большее гидравлическое сопротивление, чем коридорные.

Учитывая несущественную разницу в условиях теплоотдачи, шахматное или коридорное расположение труб и прутков при разработке нагревательных и охлаждающих устройств в электрических печах нужно выбирать главным образом по конструктивным соображениям.

В ориентировочных расчетах при любом расположении труб в пучке коэффициент теплоотдачи может определяться по следующей формуле:

$$\alpha = 0,22 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{\omega \gamma d}{\mu g} \right)^{0,62}. \quad (1-44)$$

При вычислении по этой формуле необходимо брать скорость в наиболее узком сечении между трубами одного ряда, за определяющий линейный размер — наружный диаметр трубы  $d$ , а все физические свойства газа определять по средней его температуре.

При поперечном обтекании пучков труб капельной жидкостью упрощенный расчет коэффициента теплоотдачи может производиться по (1-44) с добавочным множителем  $\left( \frac{Pr}{0,72} \right)^{0,35}$ .

### е) Теплоотдача при свободном движении жидкостей

Формула М. А. Михеева для теплоотдачи вертикальных и горизонтальных труб и проволок, вертикальных плит и шаров при естественной конвекции жидкости или газа в большом объеме:

$$Nu = C (Gr Pr)^n \quad (1-45)$$

Величины  $C$  и  $n$ , зависящие от произведения  $Gr Pr$ , приведены в табл. 1-13.

Таблица 1-13

Значения  $C$  и  $n$  в зависимости от  $Gr \cdot Pr$

$Gr \cdot Pr$	$C$	$n$
$10^{-4} - 10^{-3}$	0,500	0,000
$10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,180	0,125
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,540	0,250
$2 \cdot 10^7 - 10^{13}$	0,135	0,330

В формуле (1-45)

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_{ж}}$$

где  $t_{ж}$  — температура жидкости или газа вдали от тела;

$t_c$  — температура стенки;

$q = \frac{Q}{F}$  — средний тепловой поток на поверхности тела,  $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ .

Характерными линейными размерами тела  $d$  являются: для труб, проволок и шаров — диаметр,  $m$ ; для вертикальных плит — высота  $h$ ,  $m$ .

Определяющая температура  $t_0 = 0,5(t_c + t_{ж})$ .

Разность температур в критерии  $Gr \Delta t = t_c - t_{ж}$ .

Формула (1-45) действительна в области значений  $Pr \geq 0,7$  и  $10^{-4} < Gr < 10^{13}$ .

Для конкретных жидкостей или газов формула (1-45) может быть представлена в виде

$$\alpha = A \Delta t^n d^{3n-1},$$

где  $\Delta t$  — в  $^{\circ}\text{C}$  и  $d$  — в  $m$ ; для данной жидкости или газа в заданном интервале  $Gr$ ,  $Pr$  коэффициент  $A$  является функцией температуры  $t_0$  (табл. 1-14 и 1-15).

Таблица 1-14

Значения  $A$  для воздуха

$Gr \cdot Pr$	Температура $t_0$ , $^{\circ}\text{C}$						
	0	50	100	200	300	500	1000
$10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	0,25	0,26	0,27	0,29	0,30	0,32	0,35
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	1,22	1,14	1,09	1,05	0,95	0,85	0,70
$2 \cdot 10^7 - 10^{13}$	1,45	1,27	1,14	0,97	0,85	0,70	0,48

Таблица 1-15

Значения  $A$  для воды

$Gr \cdot Pr$	Температура $t_0$ , $^{\circ}\text{C}$							
	0	20	40	60	80	100	150	200
$10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	8,0	11,3	13,5	15,1	16,3	17,2	18,7	19,4
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	60	96	128	153	176	195	235	262
$2 \cdot 10^7 - 10^{13}$	88	170	250	312	366	414	522	614

Рассчитывать теплоотдачу горизонтальных плит можно по (1-45), увеличивая на 30% значение  $\alpha$ , вычисленное по формуле для плит, обращенных теплоотдающей поверхностью вверх, и уменьшая  $\alpha$  на 30% для плит, обращенных теплоотдающей поверхностью вниз.

При расчете коэффициента теплоотдачи горизонтальных плит размер  $d$  принимается равным ширине плиты, т. е. меньшему ее размеру.

### ж) Упрощенный расчет конвективного теплообмена

Для предварительных упрощенных расчетов конвективного теплообмена могут быть использованы эмпирические формулы; некоторые из них приводятся ниже.

Для определения коэффициента теплоотдачи в вынужденном потоке воздуха Юргесом предложены формулы:

а) при скорости воздуха  $w \leq 5 \text{ м/сек}$

$$\alpha = 5,0 + 3,4w; \quad (1-46)$$

б) при скорости воздуха  $w > 5 \text{ м/сек}$

$$\alpha = 6,14w^{0,78}; \quad (1-47)$$

В (1-46) и (1-47), полученных из опытов с вертикальными плитами  $0,5 \times 0,5$  м при температуре стенки  $50^\circ \text{C}$  и воздуха  $20^\circ \text{C}$ ,  $w$  — скорость воздуха, м/сек, а  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ .

Более универсальной является формула для определения коэффициента теплоотдачи в условиях вынужденной и естественной конвекции, полученная из опытов с трубами диаметром свыше 100 мм при температурах до  $200^\circ \text{C}$ :

$$\alpha = 2,2K \sqrt[4]{t_1 - t_2}, \quad (1-48)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — температуры стенки и омывающего воздуха,  $^\circ\text{C}$ ;

$K$  — коэффициент, учитывающий скорость движения воздуха:

$$K = \sqrt{\frac{w + 0,33}{0,33}},$$

где  $w$  — скорость движения воздуха, м/сек.

В частном случае при отсутствии принудительного обдувания стенки воздухом ( $w=0$ ) коэффициент  $K$  в (1-48) равен 1.

## 1-5. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛОБМЕН

### а) Общие положения

На поверхности нагретого тела тепловая энергия превращается в лучистую, которая распространяется в пространстве в виде электромагнитных колебаний с длиной волны  $0,4-400$  мк.

Поток лучистой энергии, достигнув поверхности другого тела, частично поглощается, переходя в тепло, частично отражается от поверхности и частично проникает сквозь тело.

Тепловой баланс падающей на тело лучистой энергии выражается уравнением

$$Q = QR + QA + QD, \quad (1-49)$$

где  $R$ ,  $A$  и  $D$  — соответственно коэффициенты отражения, поглощения и проницаемости лучевоспринимающего тела, каждый из которых для различных тел может иметь величину от нуля до единицы ( $R + A + D = 1$ ).

Абсолютно белое тело имеет  $R=1$  и отражает все падающее на него тепловое излучение. Зеркальная полированная поверхность, отражающая свыше  $95\%$  лучистой тепловой энергии, близка к абсолютно белому телу.

Абсолютно черное тело имеет  $A=1$  и поглощает все падающее на него тепловое излучение. Примером практически черного тела является сажа, поглощающая около  $97\%$  лучистой тепловой энергии.

Тело, пропускающее всю лучистую тепловую энергию, называется диатермичным (для такого тела  $D=1$ ).

Примером диатермичного тела является воздух.

Интенсивностью излучения тела  $q$  называется количество тепловой энергии, излучаемой в единицу времени с единицы поверхности тела. Интенсивность излучения обычно измеряется в  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ .

### б) Распределение энергии излучения по длинам волн

Общее количество энергии  $q_s$ , излучаемое в единицу времени по всем направлениям с единицы поверхности абсолютно черного тела, весьма неравномерно распределяется по волнам различных длин, из которых состоит черное излучение, имеющее сплошной спектр. На рис. 1-6 показан спектр излучения абсолютно черного тела для различных температур.

Если разделить весь диапазон длин волн излучения на малые интервалы  $d\lambda$ , то отдельные элементарные площадки шириной  $d\lambda$  и высотой  $q_\lambda$  ( $q_\lambda$  — интенсивность излучения при данной длине волны, или спектральная интенсивность излучения) будут представлять собой доли энергии излучения для отдельных длин волн:

$$dq = q_\lambda d\lambda.$$

Аналитическая зависимость интенсивности излучения от длины волны и температуры установлена Планком:

$$q_\lambda = C_1 \frac{\lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1}, \quad (1-50)$$

где  $q_\lambda$  — спектральная интенсивность излучения,

$\text{ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ ;

$\lambda$  — длина волны, м;

$T$  — абсолютная температура,  $^\circ\text{K}$ ;

$C_1$  — постоянная, равная  $0,322 \cdot 10^{-15} \text{ ккал} \cdot \text{м}^3/\text{ч}$ ;

$c_2$  — постоянная, равная  $0,0144 \text{ м} \cdot ^\circ\text{K}$ .

Максимум спектральной интенсивности излучения имеет место при длине волны  $\lambda_0$ , определяемой законом смещения Вина:

$$\lambda_0 = \frac{2900}{T} \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad (1-51)$$

согласно которому максимум спектральной интенсивности излучения с повышением температуры смещается в область более коротких волн.

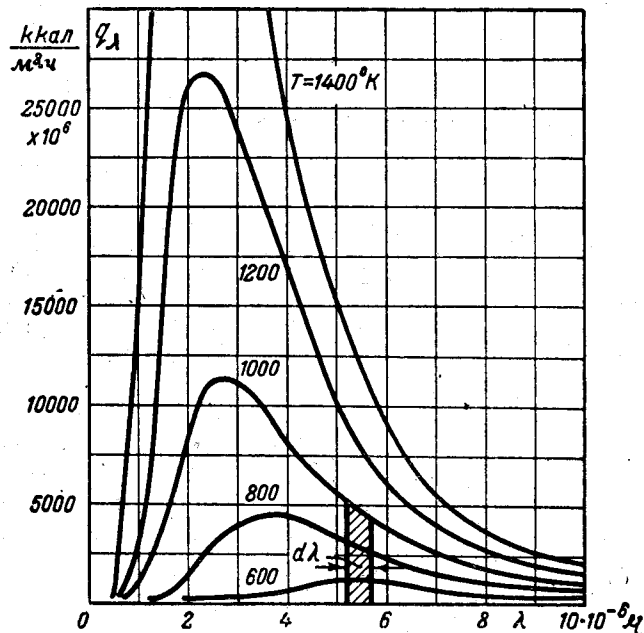


Рис. 1-6. Спектр излучения абсолютно черного тела.

Общее количество энергии, излучаемой абсолютно черным телом при данной температуре, пропорционально площади под соответствующей кривой спектральной интенсивности излучения (рис. 1-6), т. е.

$$q_s = \int_0^{\infty} q_{\lambda} d\lambda. \quad (1-52)$$

Интегрирование дает следующее выражение общего количества энергии излучения абсолютно черного тела (закон Стефана—Больцмана):

$$q_s = \sigma_0 T^4 \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч]}, \quad (1-53)$$

где  $\sigma_0$  — постоянная, равная  $4,9 \cdot 10^{-8}$  ккал/м<sup>2</sup>·°К<sup>4</sup>·ч. В более удобной для практических расчетов форме закон Стефана—Больцмана имеет вид:

$$q_s = C_s \left( \frac{T}{100} \right)^4 \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч]}, \quad (1-54)$$

где  $C_s$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный 4,9 ккал/м<sup>2</sup>·°К<sup>4</sup>·ч;  
 $T$  — абсолютная температура, °К.

Для серого тела спектральная интенсивность излучения изображается кривой, подобной кривой черного тела, а общее излучение подчиняется тому же закону Стефана—Больцмана:

$$q = C \left( \frac{T}{100} \right)^4 \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч]}, \quad (1-55)$$

где  $C$  — коэффициент излучения данного тела, причем отношение

$$\frac{C}{C_s} = \frac{q}{q_s} = \epsilon. \quad (1-56)$$

называется степенью черноты тела.

#### в) Связь между поглощением энергии и лучеиспусканием

Из опыта известно, что при одинаковых форме и размерах и одной и той же температуре различные тела излучают разные количества энергии. Способность тел к лучеиспусканию связана законом Кирхгофа с коэффициентом поглощения ими постороннего излучения.

По этому закону наибольшее возможное количество энергии излучается абсолютно черным телом (так называемое черное излучение), количество же энергии, излучаемое единицей поверхности любого тела, пропорционально его коэффициенту поглощения. Следствием закона Кирхгофа является равенство  $\epsilon = A$ , т. е. коэффициент черноты тела равен его коэффициенту поглощения.

Закон Кирхгофа справедлив не только для полного излучения любого тела, но и в отдельности для излучения каждой определенной длины волны.

### г) Зависимость интенсивности излучения от направления

Если выделить узкий пучок лучей в пределах телесного угла  $d\omega$ , измеряемого площадью, которую вырезает этот угол на сфере радиусом, равным единице (рис. 1-7), и

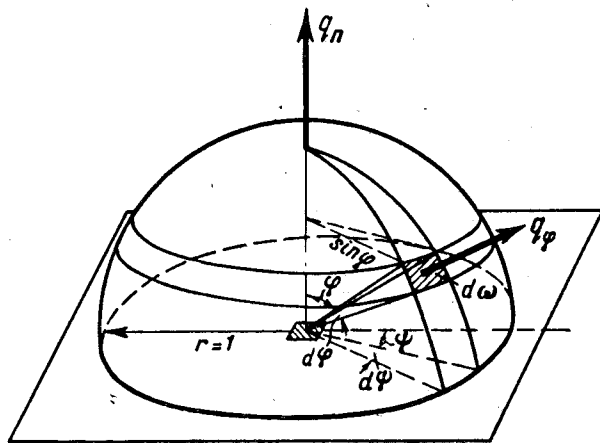


Рис. 1-7. К определению связи между интенсивностью нормального излучения и полным (полусферическим) излучением с поверхности.

обозначить через  $\varphi$  угол между направлением этого пучка и нормалью к излучающей поверхности, то количество излучаемой энергии может быть выражено формулой

$$dq = q_{\varphi} d\omega, \quad (1-57)$$

причем по закону косинусов (закону Ламберта)

$$q_{\varphi} = q_n \cos \varphi. \quad (1-58)$$

Величина  $q_n$  характеризует интенсивность излучения, т. е. количество энергии, излучаемое в единицу времени с единицы поверхности по направлению ее нормали ( $\cos \varphi = 1$ ) и рассчитанное на единицу телесного угла. Аналогично этому  $q_{\varphi}$  — интенсивность излучения в направле-

нии  $\varphi$ . Чтобы найти полное излучение по всем направлениям или, что то же, поверхностную плотность излучения, необходимо проинтегрировать это выражение по телесному углу  $\omega$  в пределах всей полусферы ( $\omega = 2\pi$ ), в результате чего получается простое соотношение между интенсивностью нормального излучения и полным излучением:

$$q = \pi q_n. \quad (1-59)$$

Количество энергии, излучаемой в пределах телесного угла  $d\omega$ , определяется выражением

$$dq = \frac{1}{\pi} q \cos \varphi d\omega. \quad (1-60)$$

### д) Теплообмен между двумя телами

При теплообмене излучением между двумя телами количество переданной энергии определяется разностью между энергией, излучаемой одним телом, и энергией, поглощаемой им от излучения другого тела.

В простейшем случае теплообмена излучением между двумя параллельными пластинами, размеры которых велики по сравнению с расстоянием между ними, количество передаваемой энергии определяется выражением

$$Q_{12} = C_{12} F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1-61)$$

где  $Q_{12}$  — энергия излучения, *ккал/ч*;

$F$  — поверхность излучения одного из тел ( $F_1 = F_2 = F$ ), *м<sup>2</sup>*;

$T_1$  и  $T_2$  — абсолютные температуры первого и второго тел, *°К*.

Коэффициент

$$C_{12} = \frac{C_s}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}} \quad (1-62)$$

носит название приведенного коэффициента излучения.

Если одна из излучающих пластин представляет собой черное тело (например,  $C_1 = C_s$ ), то приведенный коэффициент излучения равен коэффициенту излучения второй пластины ( $C_{12} = C_2$ ). Если одна из пластин абсолютно белая, то  $C_{12} = 0$  и лучистый теплообмен невозможен.

Во всех остальных случаях приведенный коэффициент излучения меньше, чем меньший из коэффициентов излучения  $C_1$  и  $C_2$ .

Для расположенных концентрично двух тел (цилиндров или сфер, рис. 1-8) количество передаваемого излучением тепла определяется внешне таким же выражением, как и для случая излучения параллельных пластин:

$$Q_{12} = C_{12} F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1-63)$$

где  $F_1$  — излучающая поверхность внутреннего тела,  $m^2$ ;

$$C_{12} = \frac{C_s}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)}. \quad (1-64)$$

Приведенный коэффициент излучения  $C_{12}$  совпадает с коэффициентом излучения внутреннего тела, если внешнее тело черное.

Формулой (1-63), выведенной для концентрических цилиндров или сферических поверхностей, практически можно пользоваться и в других случаях, когда тела расположены одно внутри другого, при условии, что поверхности обоих тел матовые и что внутреннее тело не имеет вогнутостей, т. е. не может излучать само на себя.

При произвольных форме и расположении тел для определения количества передаваемого тепла применяется расчетная формула того же вида, что и в рассмотренных выше случаях:

$$Q = C_{пр} F_{л} \Theta, \quad (1-65)$$

где  $C_{пр}$  — приведенный коэффициент излучения; без учета вторичных и последующих отражений лучей несколько заниженный против истинного значения

$$C_{пр} = \frac{C_1 C_2}{C_s};$$

$F_{л}$  — эффективная или взаимная поверхность излучения, величина которой зависит только от размеров, формы и расположения тел I и II; эта поверхность не может быть больше меньшей из поверхностей  $F_1$  и  $F_2$ ;

$\Theta$  — температурный множитель, равный

$$\left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4.$$

Отношение эффективной поверхности излучения к поверхности одного из излучающих тел, например

$$\varphi_{12} = \frac{F_{л}}{F_1} \leq 1,$$

называется угловым коэффициентом или коэффициентом облученности тела II от тела I. Аналогично  $\varphi_{21} = \frac{F_{л}}{F_2}$  представляет собой угловой коэффициент или коэффициент облученности тела I от тела II. Коэффициент облученности  $\varphi_{12}$  представляет собой отношение лучистой энергии, получаемой телом II от тела I, к полной энергии излучения тела I. Для определения величин  $\varphi_{ik}$  и  $F_{л}$  существуют различные аналитические и графические методы, из которых следует отметить разработанный в СССР метод проф. Г. Л. Поляка. Для ряда практически важных случаев взаимного расположения тел I и II угловые коэффициенты могут быть заимствованы из [Л.33, т. 1, гл. 22].

В табл. 1-16а приведены необходимые для расчетов коэффициенты степени черноты излучения различных материалов.

### е) Упрощение температурного множителя

Второй член температурного множителя

$$\Theta = \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4$$

во многих случаях оказывается столь малым, что им можно без ущерба для точности технических расчетов пренебречь. Например, при  $T_2 \leq 0,3T_1$  относительная величина второго члена в большинстве случаев не превышает 1%. Часто встречаются и такие случаи, когда температуры  $T_1$  и  $T_2$  различаются незначительно. Для этих случаев це-

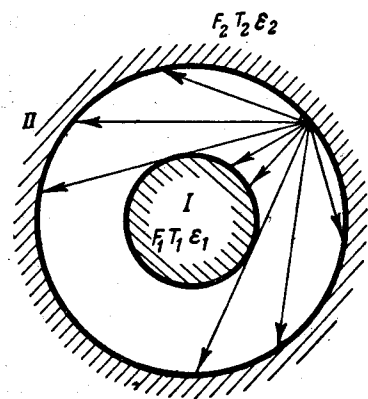


Рис. 1-8. Теплообмен излучением между концентрическими поверхностями.



лесообразно преобразование температурного множителя с заменой величин  $T_1$  и  $T_2$  через среднюю температуру  $T_{cp} = \frac{T_1 + T_2}{2}$  и разность температур  $\Delta T = T_1 - T_2$ . С учетом такого преобразования температурный множитель имеет следующий окончательный вид:

$$\Theta = 0,04 \left( \frac{T_{cp}}{100} \right)^3 \Delta T \left[ 1 + \left( \frac{\Delta T}{2T_{cp}} \right)^2 \right]. \quad (1-66)$$

Последний множитель (в квадратных скобках) часто может быть опущен; при  $\Delta T = 0,2T_{cp}$  он составляет всего 1,01. В таких случаях формулу для количества переданного тепла можно представить в виде:

$$Q = C_{пр} F_{л} \Theta = 0,04 C_{пр} \left( \frac{T_{cp}}{100} \right)^3 F_{л} \Delta T, \quad (1-67)$$

или

$$Q = \alpha_{л} F_{л} \Delta T, \quad (1-68)$$

где введена величина коэффициента теплоотдачи лучеиспусканием  $\alpha_{л}$ :

$$\alpha_{л} = 0,04 C_{пр} \left( \frac{T_{cp}}{100} \right)^3, \quad (1-69)$$

пропорциональная кубу средней температуры.

Расчет по (1-67) часто оказывается более простым и точным, чем по (1-61).

### ж) Тепловой поток через систему экранов

В общем виде теплопередача от одного тела к другому через систему из  $n$  экранов характеризуется следующими данными (рис. 1-9):

$F_1, C_1, T_1$  — поверхность, коэффициент излучения и абсолютная температура излучающего тела;

$F_2, C_2$  — поверхность и коэффициент излучения первого экрана;

$F_3, C_3$  — то же второго экрана;

$F_{n+1}, C_{n+1}$  — то же  $n$ -го экрана;

$F_{n+2}, C_{n+2}, T_{n+2}$  — поверхность, коэффициент излучения и абсолютная температура теплопринимающего тела.

Для упрощения промежуточных выкладок в расчетах излучения через экраны полезно взамен температур  $T$  оперировать с температурными факторами  $\vartheta$ :

$$\vartheta = \left( \frac{T}{100} \right)^4.$$

Тепловой поток излучения через систему из  $n$  экранов

$$Q = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_{n+2}}{\frac{1}{C_{12}F_{12}} + \frac{1}{C_{23}F_{23}} + \dots + \frac{1}{C_{(n+1)(n+2)}F_{(n+1)(n+2)}}, \quad (1-70)$$

где  $\vartheta_1$  — температурный фактор излучающего тела,  $^{\circ}\text{K}^4$ ;  
 $\vartheta_{n+2}$  — температурный фактор теплопринимающего тела,  $^{\circ}\text{K}^4$ ;

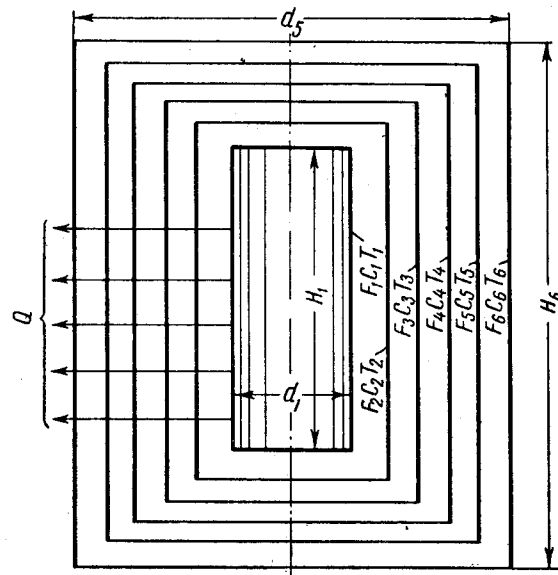


Рис. 1-9. К примеру расчета теплового потока излучения через систему экранов.

$C_{12}$  — коэффициент взаимного излучения излучающего тела и первого экрана,  $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}^4 \cdot \text{ч}$ ;

$C_{23}$  — то же первого и второго экранов;

$C_{(n+1)(n+2)}$  — то же  $n$ -го (последнего) экрана и теплопринимающего тела;



Наименование материала	t, °C	ε
Асбестовые картон и бумага . . . . .	20—470	0,93—0,96
Бумага, наклеенная на металлическую пластинку . . . . .	20	0,92
Вода . . . . .	0—100	0,95—0,963
Гипс . . . . .	20	0,903
Кварц плавный шероховатый . . . . .	20	0,932
Кирпич красный . . . . .	20	0,93
"    динасовый . . . . .	100	0,80
"    шамотный . . . . .	20	0,8—0,9
"    шамотный глазурированный . . . . .	1 100	0,75
Лак белый эмалевый на шероховатой стали . . . . .	20	0,906
Лак черный блестящий, распыленный на стали . . . . .	20	0,875
Лак черный матовый . . . . .	40—95	0,96—0,98
"    белый . . . . .	40—95	0,8—0,95
Шеллак черный блестящий на луженой стали . . . . .	20	0,821
Масляные краски различных цветов . . . . .	100	0,92—0,96
Алюминиевые краски различной давности и с различным содержанием алюминия . . . . .	100	0,27—0,67
Алюминиевый лак по шероховатой пластине . . . . .	20	0,39
Алюминиевая краска после нагрева до 325° С . . . . .	150—315	0,35
Мрамор серый полированный . . . . .	20	0,93
Резина мягкая серая шероховатая . . . . .	20	0,86
Стекло гладкое . . . . .	20	0,937
Сажа . . . . .	20—370	0,94—0,96
Толь . . . . .	20	0,91
Уголь очищенный (0,9% золы) . . . . .	125—625	0,81—0,79
Угольная нить . . . . .	1 040—1 405	0,526
Фарфор глазурированный . . . . .	20	0,924
Штукатурка известковая шероховатая . . . . .	10—90	0,91
Эмаль белая, припаянная к стали . . . . .	20	0,897
Оксид алюминия . . . . .	1 200—1 700	0,23—0,40
"    хрома . . . . .	800—1 300	0,73—0,97
"    цинка . . . . .	1 000—1 200	0,48—0,65
"    магния . . . . .	1 000—1 200	0,16—0,17
"    тория . . . . .	1 000—1 700	0,26—0,55
"    кальция . . . . .	800—1 300	0,27

Искомый поток излучения через экраны

$$Q = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_6}{\frac{1}{C_{12}F_{12}} + \frac{1}{C_{23}F_{23}} + \frac{1}{C_{34}F_{34}} + \frac{1}{C_{45}F_{45}} + \frac{1}{C_{56}F_{56}}} =$$

$$= \frac{\left(\frac{2\,200 + 273}{100}\right)^4}{\frac{1}{1,5 \cdot 0,0457} + \frac{1}{0,705 \cdot 0,068} + \frac{1}{0,525 \cdot 0,092} +$$

$$\rightarrow \frac{-\left(\frac{50 + 273}{100}\right)^4}{\frac{1}{0,71 \cdot 0,12} + \frac{1}{2,77 \cdot 0,153}} = 5\,150 \text{ ккал/ч.}$$

После определения теплового потока через систему экранов можно найти температуру любого экрана, что является существенным для оценки выбора материала того или иного экрана. Зная температуру излучающей или тепловоспринимающей поверхности, нетрудно найти температуру ближайшей поверхности, участвующей в лучистом теплообмене. Так, например, для последнего (4-го) экрана

$$Q = C_{56}F_{56}(\vartheta_5 - \vartheta_6),$$

откуда, пренебрегая сравнительно малой величиной  $\vartheta_6$ , получаем:

$$\vartheta_5 = \frac{Q}{C_{56}F_{56}} = \frac{5\,150}{2,77 \cdot 0,153} = 12\,100 \text{ }^\circ\text{K}^4.$$

Температура 4-го экрана

$$t_5 = 100 \sqrt[4]{12\,100} - 273 = 777^\circ \text{C.}$$

## ГЛАВА ВТОРАЯ

### СПЕЦИАЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧАХ

#### 2-1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

При изготовлении и эксплуатации электрических печей применяется ряд специальных материалов, пригодных для работы в условиях высоких температур. К ним относятся огнеупорные и теплоизоляционные, а также жаростойкие и жаропрочные материалы в виде металлов и их сплавов для изготовления нагревательных элементов и внутренних металлических конструкций печи.

Роль специальных материалов в различных типах электрических печей различна. В дуговых печах решающим является выбор высококачественных огнеупорных материалов, определяющих стойкость футеровки и тем самым производительность печи, тогда как тепловая изоляция в дуговой печи имеет подчиненное значение; жаропрочные же материалы в дуговых печах, как правило, не применяются. В электрических печах сопротивления решающее значение имеют: а) жаростойкие и жаропрочные материалы для изготовления внутренних металлоконструкций и нагревательных элементов; б) теплоизоляционные материалы, в значительной мере определяющие тепловой к. п. д. печи.

## 2-2. ОГНЕУПОРНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

### а) Общие сведения

Огнеупорными называются неметаллические материалы, имеющие огнеупорность 1610—1670° С. Высокоогнеупорные материалы обладают огнеупорностью выше 1670° С.

Огнеупорность определяется температурой, при которой выполненный из испытываемого материала стандартный образец в виде трехгранной пирамидки деформируется под действием собственного веса. Для оценки огнеупорности образец испытываемого материала нагревается вместе с несколькими эталонными образцами (пиросокопами), маркированными условными номерами соответственно определенным величинам огнеупорности по стандарту ВКС 7665. Не менее важным показателем огнеупорного материала является температура начала деформации под определенной нагрузкой. Стандартное испытание огнеупорного материала производится под нагрузкой 2 кг/см<sup>2</sup>.

Химический состав огнеупорного материала имеет существенное значение для стойкости материала в условиях воздействия на него шлаков, расплавленного металла, а также газовой среды. Так, огнеупор с преобладанием кремнезема является нестойким в отношении воздействия на него шлака, содержащего основные окислы (окиси кальция или магния).

Плотность огнеупорного материала имеет важное значение в отношении уменьшения поверхности взаимодействия с расплавленным металлом, шлаком и другими агрессивными материалами. К изделиям ответственного назначения предъявляются высокие требования в отношении

плотности, определяемой по объему, занятому открытыми порами (кажущаяся пористость). Изделия рядового назначения имеют объемную пористость 25—30%; пористость плотных огнеупоров обычно составляет 15—20%.

Резкие смены температур приводят к созданию значительных тепловых напряжений в огнеупорных изделиях и образованию трещин, отколов и разрывов. Огнеупоры, применяемые в условиях частых изменений температуры, должны обладать достаточной термической стойкостью.

Для определения термической стойкости испытываемые образцы нагреваются до 850 или 1300° С и быстро охлаждаются в проточной воде. Количество нагревов и охлаждений (теплосмен), которые выдержали испытываемые образцы до потери ими не более 20% первоначального веса, и характеризует термическую стойкость изделий.

Строительная прочность огнеупорных изделий определяется как предел прочности их при сжатии при температуре +20° С и выражается в кг/см<sup>2</sup>. Для большинства огнеупорных изделий предел прочности при сжатии колеблется в широких пределах (100—900 кг/см<sup>2</sup>).

Для обеспечения тщательной кладки огнеупорных изделий к ним предъявляют требования в отношении минимальных отклонений от заданных размеров (размерные допуски), допусков по кривизне, отбитости углов и ребер, а также других показателей внешнего вида.

Ниже приводятся краткие сведения о наиболее распространенных видах отечественных огнеупорных материалов и изделий.

### б) Шамотные и полукислые огнеупоры

Шамотные и полукислые огнеупорные изделия изготавливаются из огнеупорных глин или каолинов (алюмосиликатов) с различными химическими свойствами и огнеупорностью. Шамотными называются огнеупоры, содержащие не менее 30%  $Al_2O_3 + TiO_2$ . Они изготавливаются из каолина (вторичного образования) или наиболее чистых разновидностей огнеупорных каолиновых глин и обычно содержат не менее 38%  $Al_2O_3 + TiO_2$ . Полукаислыми называются огнеупоры, содержащие  $SiO_2$  не менее 65% и  $Al_2O_3 + TiO_2$  не менее 30%.

Огнеупорность шамотных изделий 1610—1750° С, полукислых 1640—1710° С. Благодаря сочетанию высокой огнеупорности с удовлетворительными показателями других важных технических свойств (механической прочности, до-

полнительной усадки, температуры деформации под нагрузкой; термической стойкости и др.) шамотные и полукислые изделия, изготавливаемые современным методом полусухого прессования, находят широкое применение в различных печах и термических агрегатах.

Нормальные шамотные и полукислые кирпичи выпускаются по ГОСТ 389-41 (в части размеров). К нормальному кирпичу относятся изделия прямоугольной формы размерами 230×113×65 мм (малый формат), а также торцовый и ребровой клин тех же размеров со скосом по меньшему размеру до 55 мм.

Нормальным также является прямоугольный кирпич размерами 250×123×65 мм (большой формат) и клин (торцовый и ребровой) размерами 250×123×65/55 мм, имеющие применение преимущественно в тех случаях, когда огнеупорный кирпич укладывается вперевязку со строительным.

Качество шамотного и полукислого нормального кирпича определяется требованиями ГОСТ 390-54 (шамотного) и 4873-49 (полукислого).

Важнейшие стандарты на отдельные виды шамотных и полукислых изделий перечислены в табл. 2-1.

Таблица 2-1

**Перечень некоторых стандартов на шамотные и полукислые изделия**

Наименование и назначение огнеупорных изделий	ГОСТ или технические условия	Примечание
Для кладки доменных печей	ГОСТ 1598-53	8 марок (Д-1 — Д-8)
Для кладки воздухонагревателей доменных печей	ГОСТ 1599-53	28 марок (В-1 — В-28)
Для кладки мартеновских печей	ГОСТ 6024-51	20 марок (ПМ45—ПМ64)
Для кладки нагревательных и термических печей	ГОСТ 4247-48	69 марок (Н-1 — Н-69), в том числе 20 марок легковесных шамотных изделий
Брусья шамотные и каолиновые для бассейнов стекловаренных печей	ГОСТ 7151-54	24 марки (ШС-1 — ШС-24)
Для футеровки сталеразливочных ковшей	ГОСТ 5341-50	12 марок (КП1 — КП-12)
Шамотные и кварце-каолиновые стопорные трубки	ГОСТ 5500-50	8 марок (СП1—СП8)

*Изделия огнеупорные шамотные и полукислые с объемным весом 600—1 300 кг/м<sup>3</sup> по ГОСТ 5040-49*

Назначение:

а) для рабочей (незащищенной) футеровки печей, не подвергающейся действию расплавленных шлаков, металла, стекла при следующих температурах рабочего пространства:

марки АЛ-1,3 (класса А) — не выше 1 400° С;  
 марок БЛ-1,3 и БЛ-1 (класса Б) — не выше 1 350° С;  
 марки БЛ-0,8 (класса Б) — не выше 1 250° С.

б) для наружной (защищенной) изоляции марок ВЛ-0,8 и ВЛ-0,6 (класса В) при максимальной температуре не выше 1 100° С.

Форма и размеры легковесных огнеупорных изделий должны соответствовать: а) для изделий нормальных (кирпичи прямые и клиновые) — ГОСТ 389-41; б) для изделий, применяемых при кладке нагревательных и термических печей, — ГОСТ 4247-48; в) для прочих фасонных изделий — чертежам заказчиков.

*Изделия огнеупорные легковесные шамотные и полукислые с объемным весом 400 кг/м<sup>3</sup> (ультралегковес) по ТУО-53*

Назначение — теплоизоляция тепловых агрегатов и, в частности, электрических печей.

Легковесным изделиям с объемным весом 400 кг/м<sup>3</sup> по аналогии с ГОСТ 5040-49 присваивается марка БЛ-0,4.

Размеры изделий могут быть в пределах до 230 мм по длине, до 113 мм по ширине и до 65 мм по толщине.

Допускаемые отклонения по размерам изделий устанавливаются для всех измерений не более ±1,5 мм.

**Основные показатели:**

Огнеупорность, °С не менее . . . . . 1 670  
 Объемный вес, кг/м<sup>3</sup> не более . . . . . 400  
 Дополнительная усадка при 1 250° С, % не более . . . . . 1  
 Предел прочности при сжатии, кг/см<sup>2</sup> не менее . . . . . 7  
 По коэффициенту теплопроводности нормы не устанавливаются, но определение обязательно при температуре 200° С с указанием результатов в сертификате.  
 Отбитость углов допускается не более 10 мм,

### в) Высокоглиноземистые огнеупоры

К высокоглиноземистым огнеупорам относятся изделия, выпускаемые по ТУОБ 139-54 и 129-54, с содержанием  $Al_2O_3 + TiO_2$  не менее 45% и огнеупорностью не ниже 1750°С.

Огнеупоры по ТУОБ 139-54 характеризуются следующими показателями: температура начала деформации — не ниже 1400°С; дополнительная усадка при температуре 1400°С — не более 0,5%; пористость кажущаяся — не более 32%; предел прочности при сжатии — не менее 150  $кГ/см^2$ ; термостойкость — не менее 8 водяных тепло-смен.

Огнеупоры по ТУОБ 129-54 с содержанием  $Al_2O_3 + TiO_2$  не менее 48% характеризуются огнеупорностью не ниже 1770°С и механической прочностью 200  $кГ/см^2$ ; остальные показатели примерно такие же, как по ТУОБ 139-54, за исключением термостойкости, которая не нормируется.

Для футеровки кессонов мартеновских печей выпускаются высокоглиноземистые изделия по ЧМТУ 5128-55 с содержанием  $Al_2O_3$  не менее 74%.

Эти огнеупоры характеризуются следующими показателями: огнеупорность — не ниже 1830°С, температура начала деформации — не ниже 1530°С, кажущаяся пористость — не более 12% и предел прочности при сжатии — не менее 800  $кГ/см^2$ .

В сортаменте изделий по ЧМТУ 5128-55 имеется 5 марок:

кирпич прямой ВГК-1	230×150×65 мм;
килин ребровой ВГК-2	230×150×65/45 мм;
то же ВГК-3	230×150×65/55 мм;
килин торцовый ВГК-4	230×150×75/45 мм;
то же ВГК-5	230×150×75/60 мм.

Для футеровки воздухонагревателей доменных печей выпускаются высокоглиноземистые огнеупорные изделия по ЧМТУ 5235-55 с содержанием  $Al_2O_3$  не менее 55%; форма и размеры изделий должны соответствовать ГОСТ 1599-53.

### г) Динасовые огнеупоры

Динасовые огнеупорные изделия изготавливаются из кремнеземистого сырья, главным образом кристаллических кварцитов, с 96—98%  $SiO_2$ . Огнеупорность динаса — не ниже 1710°С.

Для динаса характерны высокая температура начала

деформации порядка 1650°С, близкая к его огнеупорности, и высокая стойкость по отношению к действию кислых шлаков. Теплопроводность динаса выше, чем шамота. Специфической особенностью динаса является дополнительный рост при нагреве вместо дополнительной усадки, присущей шамотным огнеупорам. Значительное объемное расширение (рост) динасового кирпича при нагреве объясняется переходом одной модификации кремнезема в другую. Известны восемь модификаций кремнезема, различающихся по строению кристаллической решетки и удельному весу; например, кварц имеет удельный вес 2,65, тридимит — 2,26, кристобаллит — 2,32. Коэффициент расширения динасового кирпича зависит от природы и количества составляющих его кристаллических форм кремнезема.

С точки зрения постоянства объема желательно иметь динас, возможно полнее тридимитизированный. Тридимитизация динаса ускоряется при обжиге за счет присутствия щелочей и окиси железа.

Динасовая кладка нуждается в медленном разогреве до температуры около 700°С, пока динас имеет низкую термическую стойкость. Каждое охлаждение динаса до температуры порядка 700°С вредно сказывается на стойкости футеровки. Поэтому, например, в период межплавочного простоя сталеплавильной печи не следует без крайней необходимости допускать остывания динасовой кладки до температуры 700°С и ниже во избежание резкого сокращения срока службы футеровки.

В последние годы освоено производство легковесного динаса с малым объемным весом (1100  $кГ/м^3$ ), который находит успешное применение в кладке нагревательных печей металлургического производства и печей для обжига огнеупоров. Удовлетворительные теплоизоляционные свойства легковесного динаса (коэффициент теплопроводности — около 0,5  $ккал/м \cdot град \cdot ч$  при средней температуре 1000°С) в сочетании с его высокой температурой деформации под нагрузкой и высокой строительной прочностью обеспечивают эффективность применения его для огнеупорной кладки нагревательных и обжигательных печей непрерывного действия.

Нормальный динасовый кирпич должен отвечать требованиям ГОСТ 389-41 в части размеров и ГОСТ 4157-48 в части технических условий.

Важнейшие стандарты и технические условия на отдельные виды динасовых изделий перечислены в табл. 2-2.

Таблица 2-2

## Перечень некоторых стандартов и технических условий на изделия из динаса

Наименование и назначение огнеупорных изделий	ГОСТ или технические условия	Примечание
Для кладки мартеновских печей	ГОСТ 6024-51	44 марки (ПМ-1—ПМ-44)
Для сводов мартеновских печей	ТУО6-53	14 марок (ПМ-7—ПМ-13 и ПМ-20—ПМ-26)
Для кладки нагревательных и термических печей	ГОСТ 4247-48	14 марок (Н-70—Н-83)
Для кладки стекловаренных печей	ГОСТ 3910-47	37 марок (СД-1—СД-37)
Изделия динасовые легкие	ТУО 15-52	7 марок (ПМ-1, ПМ-4, ПМ-7, ПМ-15, ПМ-17, ПМ-20 и ПМ-32)
Изделия для электросталеплавильных печей (электродинасы)	ГОСТ 1566-50	17 марок (ЭД-1—ЭД-17)

## д) Магнезиальные огнеупоры

Группа магнезиальных огнеупоров (магнезитовых, хромомagneзитовых и магнезитохромитовых) имеет высокую огнеупорность, превышающую 2000° С.

Магнезитовые изделия изготавливаются из предварительно обожженного сырого магнезита, который представляет собой горную породу, состоящую почти полностью из углекислого магния.

Изделия, изготовленные из магнезита в смеси с хромитовой рудой, называются хромомagneзитовыми, если в составе шихты содержится преобладающее количество (более 50% по весу) хромита, и магнезитохромитовыми при преобладающем (70% и более) содержании в шихте магнезита. Магнезитовые изделия, содержащие более 90% окиси магния (периклаза), обладают высокой огнеупорностью, хорошо противостоят воздействию основных шлаков и окислов железа, отличаются постоянством объема при высоких температурах, а также высокой механической прочностью. Магнезитовые изделия применяются для кладки стен и основания пода электросталеплавильных печей, а также для футеровки мартеновских печей, миксеров и конвертеров. Уменьшение пористости с 20—24% у обычных

магнезитовых изделий до 15% у специальных высокоплотных магнезитовых изделий позволяет значительно повысить стойкость магнезитовой футеровки, в частности в электрических печах для получения малоуглеродистого феррохрома.

Магнезитовые изделия разрушаются при резких сменах температур, т. е. термически неустойчивы, при длительном воздействии высоких температур (выше 1600° С) они спекаются и уплотняются, что приводит к уменьшению их объема.

Магнезитохромитовые изделия с содержанием в шихте 70% обожженного магнезита и 30% хромита имеют высокую огнеупорность, достаточную термическую устойчивость и хорошо противостоят воздействию основных шлаков и окислов железа.

В последние годы магнезитохромитовые своды получили широкое распространение в мартеновских печах и начали внедряться в электросталеплавильных печах взамен динасовых, чем обеспечиваются повышение температуры в печи и возможность интенсификации процесса выплавки стали.

Наиболее стойкими против воздействия основных шлаков и окислов железа являются высокоплотные магнезитохромитовые изделия с кажущейся пористостью до 15%, обеспечивающие более длительный срок службы футеровки.

Для кладки стен мартеновских печей и футеровки зоны спекания вращающихся печей для обжига цемента выпускается хромомagneзитовый кирпич, близкий по свойствам к магнезитохромитовому.

В настоящее время находят применение безобжиговые хромомagneзитовые и магнезитохромитовые изделия, которые в процессе их производства не подвергаются обжигу. Безобжиговые изделия выпускаются либо армированными в стальных обоймах (кассетах), либо без кассет. При высоких температурах в условиях эксплуатации безобжиговый кирпич в кассетах или безобжиговый кирпич, уложенный с прокладками из тонкого стального листа, образует сплошную монолитную кладку, что обеспечивает длительный срок службы кладки.

Безобжиговый кирпич в кассетах применяется для футеровки зоны спекания вращающихся печей для обжига цемента, доломита и магнезита, а также для кладки стен электросталеплавильных печей.

Таблица 2-3

**Перечень некоторых стандартов и технических условий  
на магнизиальные огнеупоры**

Наименование и назначение огнеупорных изделий	ГОСТ или технические условия	Примечание
Изделия хромомagneзитовые . . . . .	ГОСТ 5381-50	11 марок (ХМ-1—ХМ-11)
Клин хромомagneзитовый ребровой для футеровки вращающихся цементных печей . . . . .	ТУОС 4-53 (в дополнение к ГОСТ 5381-50)	ХМС-4 230×115×70/65 и ХМС-6 230×115×70/60
Изделия хромомagneзитовые для кладки высокотемпературных туннельных печей . . . . .	ТУОС 136-54	Ф-29 300×132×60 и Ф-41 290×115×66/30
Изделия магнезитохромитовые для кладки высокотемпературных туннельных печей . . . . .	ТУОС 135-54	5 марок (Ф-25, Ф-26, Ф-27, Ф-28 и Ф-40)
Изделия магнезитохромитовые (термостойкие) для сводов сталеплавильных (мартеновских и дуговых) печей . . . . .	ЧМТУ 5129-55	25 марок (МХС-1—МХС-25)
Изделия магнезитохромитовые для футеровки сталеплавильных печей . . . . .	ЧМТУ 4531-54 и ТУОС 140-54	13 марок (ПШ-1—ПШ-5, ПШС-2—ПШС-8 и ПШК-1—ПШК-2)
Изделия хромомagneзитовые и магнезитохромитовые безобжиговые в кассетах . . . . .	МПТУ 3529-53 и ТУО 16-49	Регламентация основных требований
Кирпич хромомagneзитовый безобжиговый без кассет . . . . .	ММПТУ 3529-53	3 марки: БХМ-1 230×117×65; БХМС-4 460×151×75 и БХМС-8 460×151×75/65

Нормальный магнизитовый кирпич должен отвечать сортаменту ГОСТ 4689-49, которым предусматриваются семь марок нормального прямого кирпича и трех видов клина — торцового, ребрового и переходного. Размеры магнизитового нормального прямого кирпича: 230×115×65 мм (по ГОСТ 4689-49, марка МГ-1), 230×113×65 мм (по ГОСТ 4247-48, марка Н-84) и 380×150×75 мм (ТУОС5-53, марка МГ-8). Некоторые стандарты и технические условия на магнизиальные изделия перечислены в табл. 2-3.

### е) Форстеритовые огнеупоры

Форстеритовыми называются изделия, содержащие в своей основе минерал форстерит ( $Mg_2SiO_4$ ). Они изготовляются из горной породы дунита, предварительно обожженного или сырого, с добавкой обожженного магнетита.

Эти изделия отличаются стойкостью при высоких температурах по отношению к окислам железа и высокой температурой начала деформации.

Форстеритовые огнеупоры находят успешное применение на ответственных участках футеровки мартеновских и цементных печей.

Размеры форстеритовых прямых нормальных кирпичей, выпускаемых по ЧМТУ 5127-55 (мм):

марка Ф-1 230×115×65;  
марка Ф-2 300×150×75;  
марка Ф-3 300×150×65;  
марка Ф-4 370×150×75;  
марка Ф-5 360×150×65.

### Физико-химические показатели

содержание  $MgO$  — не менее 54%;  
содержание  $SiO_2$  — не более 32%;  
предел прочности при сжатии — не менее 175 кг/см<sup>2</sup>;  
пористость кажущаяся — не более 28%;  
огнеупорность — не ниже 1750° С;  
температура начала деформации — не ниже 1550° С.

### ж) Карборундовые огнеупоры

Карборундовые огнеупоры, изготовляемые из карбида кремния ( $SiC$ ), отличаются высокой огнеупорностью, высокой теплопроводностью, превышающей в 5—6 раз теплопроводность шамота, и достаточной термической стойкостью.



Карборунд находит применение не только в качестве огнеупорного материала, но также в качестве материала, из которого выполняются нагревательные элементы в виде стержней и трубок — так называемые силитовые нагреватели.

Обладая температурой начала деформации под нагрузкой порядка 1 400—1 450° С, карборундовые изделия обычно применяются при температурах до 1 500° С главным образом для изготовления муфелей высокотемпературных печей, например в газовых печах для эмалирования посуды, а также для кладки рекуператоров.

Карборундовые изделия выпускаются серийно в следующих видах:

- а) плиты марок: Н-85 размерами 680×171×80 мм и весом 22,3 кг;  
                   Н-86 размерами 680×230×80 мм и весом 30 кг;  
                   Н-87 размерами 300×230×65 мм и весом 10,8 кг;
- б) кирпич марки Н-88 размерами 230×113×65 мм и весом 4,0 кг (маркировка по ГОСТ 4247-48).

Физико-химические показатели изделий I класса:

- содержание SiC — не менее 80%;
- температура начала деформации — не ниже 1 420° С;
- пористость кажущаяся — не более 25%;
- временное сопротивление сжатию — не менее 300 кг/см<sup>2</sup>;
- жаростойкость — не ниже 1 500° С (для II класса жаростойкость не регламентируется).

### з) Уголь и графит

Иногда в высокотемпературных электрических печах в качестве огнеупорного материала применяются уголь и графит.

Угольные блоки для огнеупорной кладки при рабочих температурах до 2 000° С и выше изготавливаются из дробленого кокса на связке из смеси смолы и пека. Отформованные угольные изделия подвергаются длительному обжигу при температуре порядка 1 300—1 400° С. Во избежание окисления при обжиге угольные изделия пересыпаются антрацитовый и коксовой мелочью. Специальной термической обработкой в электрических печах при температуре 2 100—2 200° С угольные изделия превращаются в так называемые графитизированные. На процесс графитизации расходуется значительное количество электроэнергии — поряд-

ка 6 000—7 000 квт·ч/т. Графитизация дает значительное уменьшение удельного электрического сопротивления и повышает стойкость материала против окисления.

Графитовые и угольные изделия отличаются высокой огнеупорностью и термической стойкостью, постоянством размеров при изменениях температуры и значительной механической прочностью при высоких температурах (начало деформации — при температуре 2 000° С).

Недостатком угольных и графитовых изделий является их интенсивное окисление в воздухе, чем вызывается их быстрый выход из строя в окислительной атмосфере.

Угольные трубы по ГОСТ 2845-45 применяются в качестве нагревательных элементов высокотемпературных печей типа Нернста—Таммана, в которых угольная труба одновременно выполняет роль нагревателя и муфеля.

Угольные и графитизированные электроды используются в дуговых печах прямого и косвенного действия (угольные электроды — по ГОСТ 4425-48 и графитизированные — по ГОСТ 4426-48).

Несмотря на то, что графитизированные электроды примерно в 3 раза дороже угольных, в современных сталеплавильных печах они почти полностью вытеснили угольные. Это объясняется важными эксплуатационными преимуществами графитизированных электродов: значительно меньшими электрическими потерями, окисляемостью, а также весом и компактностью конструкции печи.

Температура начала заметного окисления на воздухе составляет около 450° С для угольных и около 600° С для графитизированных электродов. Механическая прочность на разрыв для угольного электрода составляет 30—70, а для графитизированного 50—85 кг/см<sup>2</sup>.

Теплоемкость угольных и графитизированных электродов приблизительно одинакова и в диапазоне 20—1 500° С изменяется от 0,16 до 0,4 ккал/кг·град. Теплопроводность таких электродов составляет (ккал/м·град ч):

При температуре, °С	300	600	900	1 300	1 900
Угольные . . . . .	33,5	43	47,5	49,5	51,7
Графитизированные	125	109	103	100	91



## 2-3. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

### а) Общие сведения

Тепловая изоляция в электрических печах обычно заполняет пространство между внутренним (огнеупорным) слоем футеровки или внутренним металлическим кожухом и внешней обшивкой кожуха печи. В связи с этим к теплоизоляционным материалам такие требования, как высокие огнеупорность, плотность и механическая прочность, весьма существенные для огнеупорных материалов, в большинстве случаев не предъявляются. В частности, плотность теплоизоляционного материала является отрицательным показателем, ибо чем больше пористость изоляции, тем лучше ее изоляционные качества. Основными требованиями, предъявляемыми к теплоизоляционным материалам, являются:

- а) способность выдерживать рабочую температуру без существенного ухудшения изоляционных качеств;
- б) малая теплопроводность;
- в) дешевизна и доступность получения.

Лишь в отдельных случаях к теплоизоляционным материалам предъявляется требование некоторой механической прочности, например в случаях, когда теплоизоляционным материалом выкладывается внутренний слой футеровки, а также в конструкциях печей без внешней обшивки кожуха. Требование малой теплопроводности обычно сочетается с требованием высокой степени пористости, что означает небольшую величину объемного веса материала, обеспечивающую незначительную теплоемкость единицы объема теплоизоляции. Весовые теплоемкости большинства огнеупорных и теплоизоляционных материалов, применяемых в электрических печах, различаются несущественно.

### б) Важнейшие теплоизоляционные материалы

Асбестовая бумага термоизоляционная по ГОСТ 2630-44 представляет собой листовую (при толщине 0,5—1,5 мм) или рулонный (при толщине 0,5—0,65 мм) материал из хризотилового асбеста с добавкой связующего. Объемный вес ее равен 900 кг/м<sup>3</sup>. Применяется для изготовления термостойких прокладок и теплоизоляции поверхностей оборудования и трубопроводов при температурах до 200°С при наличии в материале органического волокна и до 500°С при отсутствии его. Изготовитель — заводы промышленно-

сти строительных материалов. Ориентировочная цена 1500 руб/т.

Асбестовый картон в листах толщиной 2—12 мм по ГОСТ 2850-45 объемным весом 1000 кг/м<sup>3</sup> по назначению и основным показателям не отличается от асбестовой бумаги.

Асбестовый шнур по ГОСТ 1779-42, изготавливаемый скручиванием нескольких сложенных вместе крученых нитей, выпускается толщиной 3—25 мм с объемным весом 700 кг/м<sup>3</sup>. Назначение — то же, что и асбестовой бумаги. Ориентировочная цена 8000 руб/т.

Асбомагнезиальный порошок по ТУ 44-47 МСПТИ представляет собой порошок в виде смеси основного водного карбоната магния, получаемого переработкой магнезита и распушенного асбеста. Объемный вес 350 кг/м<sup>3</sup>. Применяется для изоляции поверхностей промышленного оборудования и отличается малой теплопроводностью (коэффициент теплопроводности 0,07—0,1 ккал/м·град·ч).

Асбоцементные плиты по ТУ 65-49, получаемые из смеси распушенного асбеста с портланд-цементом формированием и сушкой (объемный вес 300—500 кг/м<sup>3</sup>), применяются для изоляции поверхностей промышленного оборудования и внутренней изоляции нагревательных устройств при температурах до 450°С. Изготовитель — Московский комбинат термоизоляционных изделий. Ориентировочная стоимость 1 м<sup>2</sup> плит толщиной 30 мм — около 10 руб.

Асбозурит по ТУ 39-52 представляет собой порошок из смеси асбеста и диатомита или трепела. Выпускается с объемным весом 450—950 кг/м<sup>3</sup>. Применяется в качестве засыпной теплоизоляции, а также для приготовления обмазок в условиях температур до 600°С. Поставщик — Дабужский и Инзенский заводы термоизоляционных изделий. Ориентировочная цена 75 руб/т.

Асботермит по ВТУ 1949 г. — порошок из смеси асбеста, диатомита и асбошиферных отходов. Объемный вес 550 кг/м<sup>3</sup>. Материал аналогичен асбозуриту, но обладает более высокими теплоизоляционными качествами. Изготавливается на месте производства теплоизоляционных работ. Ориентировочная цена 400 руб/т.

Асбовермикулитовые изделия по ТУ 203-54 МСПТИ, получают формированием и сушкой из обожженного вермикулита и асбеста с добавками связующих. Объемный вес 250 кг/м<sup>3</sup>. Отличаются высокими термоизоляционными качествами и применяются для изоляции поверхностей про-

мышленного оборудования при температурах до 600° С. Поставщик — Московский комбинат термоизоляционных изделий. Ориентировочная цена 1 м<sup>2</sup> плит толщиной 30 мм 20 руб.

Вата минеральная по ГОСТ 4640-52 — материал из стекловидного волокна с мелкими капельными включениями (корольками) расплавленных горных пород или шлаков. Объемный вес 150—250 кг/м<sup>3</sup>. Отличается весьма высокими теплоизоляционными свойствами и применяется в условиях температур до 600° С.

Отрицательным свойством минеральной ваты является ее распыляемость, причем тончайшая пыль ее, попадая в дыхательные пути, вредно сказывается на здоровье монтажного и эксплуатационного персонала. В связи с этим рекомендуется применение ваты в закрытых матах и панелях. Поставщики — заводы промышленности строительных материалов. Ориентировочная цена 300—500 руб/т в зависимости от сорта.

Вата стеклянная из непрерывного волокна по ГОСТ 5174-49 аналогична минеральной вате, но имеет более низкую температуру применения (до 450° С) и значительно более высокую стоимость (ориентировочно 8000 руб/т).

Вермикулит обожженный (зонолит) по ТУ 41-47 — зернистый материал, получаемый из гидратизированной слюды (вермикулита) дроблением и сушкой. При небольшом объемном весе (150 кг/м<sup>3</sup>) и высоких теплоизоляционных качествах вермикулит обладает стойкостью при температурах до 1100° С, что характеризует его как один из лучших материалов для теплоизоляции электрических печей.

Вулканитовые плиты по ТУ 40-47 МСПТИ — изделия, получаемые путем формовки и автоклавной обработки смеси молотого трепела или диатомита с гашеной известью и асбестом. Объемный вес 400 кг/м<sup>3</sup>. Применяются при температурах до 600° С.

Диатомит (трепел) комовый по ВТУ 1942 г. — сырье для получения различных теплоизоляционных материалов в виде легкой осадочной породы, состоящей в основном из аморфного кремнезема (объемный вес 700 кг/м<sup>3</sup>). Поставляется Инзенским и Дабужским заводами термоизоляции.

Диатомит обожженный по ТУ 5-47 МПСМ РСФСР — измельченный бой диатомитовых изделий. Объемный вес 450 кг/м<sup>3</sup>; максимальная температура применения 900° С.

Диатомит (трепел) молотый по ВТУ 1942 г. — высушенная и измельченная порода, состоящая в основном из

аморфного кремнезема. Объемный вес 500—700 кг/м<sup>3</sup>. Применяется в качестве теплоизоляционной засыпки при температурах до 900° С. Поставляется Инзенским и Дабужским заводами термоизоляции. Ориентировочная цена 45 руб/т.

Диатомитовые (трепельные) изделия: нормальный кирпич, скорлупы и сегменты по ГОСТ 2694-52 представляют собой изделия из диатомита (трепела) с выгорающими добавками с последующими формированием, сушкой и обжигом. Объемный вес 500—700 кг/м<sup>3</sup>. Применяются при температурах до 900° С. Строительная прочность при сжатии 8—10 кг/см<sup>2</sup>. Размеры нормального кирпича 230×113×65 мм. Поставляются Инзенским и Дабужским заводами термоизоляции. Ориентировочная цена 1 тыс. шт. 300—950 руб.

Маты минераловатные — полотнища из минеральной ваты с одно- или двусторонней обкладкой листами битумнизированной бумаги с прошивкой нитками (для температур до 100° С) или металлической сеткой с прошивкой проволокой (для температур до 600° С). Изготавливаются на месте производства теплоизоляционных работ.

Маты и полосы из стеклянного волокна по ГОСТ 2245-43 — полотнища из нескольких положенных друг на друга и скрепленных прошивкой слоев стеклянного волокна. Объемный вес 100—200 кг/м<sup>3</sup>; применяются при температурах до 450° С. Поставляются заводами промышленности строительных материалов. Ориентировочная цена 11000 руб/т.

Новоасбозурит по ВТУ 1949 г. — порошок из смеси диатомита, асбеста и асбошиферных отходов. Объемный вес 650 кг/м<sup>3</sup>; применяется при температурах до 600° С. Изготавливается на месте производства теплоизоляционных работ. Ориентировочная цена 250 руб/т.

Плиты термоизоляционные из неавтоклавного пенобетона по ГОСТ 5742-51 — искусственные камневидные изделия с равномерно распределенными мелкими замкнутыми воздушными ячейками (объемный вес 400—500 кг/м<sup>3</sup>). Применяются при температурах до 400° С; изготавливаются заводами промышленности строительных материалов. Ориентировочная цена 350—500 руб/м<sup>3</sup>.

Плиты минераловатные КЧ по ТУ 96-52 представляют собой изделия, получаемые в результате формования и сушки из минеральной ваты, асбеста V сорта, битумбетонитовой пасты и воды. Объемный вес 350—400 кг/м<sup>3</sup>.

## Краткая характеристика легковесных огнеупорных и теплоизоляционных материалов

Наименование материалов	Вид изделий	Объемный вес, кг/дм <sup>3</sup>	Временное сопротивление сжатию, кг/см <sup>2</sup>	Теплопроводность, ккал/м·г·град·ч	Пределная температура применения, °С	ГОСТ или технические условия на материал
Шамот-легковес класса А . . . . .	Кирпич фасонный	1,3	45	0,43±0,00014 t <sub>ср</sub>	1400	ГОСТ 5040-49 АЛ-1,3
Шамот-легковес класса Б . . . . .	То же	1,3	45	0,43±0,00014 t <sub>ср</sub>	1300	ГОСТ 5040-49 БЛ-1,3
Шамот-легковес класса В . . . . .	" "	1,0	30	0,27±0,0003 t <sub>ср</sub>	1300	ГОСТ 5040-49 БЛ-1,0
Пеношамот . . . . .	Кирпич	0,8	20	0,25±0,0002 t <sub>ср</sub>	1300	ГОСТ 5040-49 БЛ-0,8
Шамот-ультралегковес . . . . .	" "	0,35—0,4	7	0,08±0,00014* t <sub>ср</sub>	1300	ТУО-2-53 Главогнеупор
Пенодинас . . . . .	" "	1,2	30	0,4±0,0004* t <sub>ср</sub>	1500	ТУО-52 Главогнеупор
Диатомит . . . . .	" "	0,7	10	0,14±0,00027 t <sub>ср</sub>	900	ГОСТ 2694-52 *700*
" . . . . .	" "	0,5	8	(по ГОСТ) 0,09±0,0002 t <sub>ср</sub>	900	ГОСТ 2694-52 *500*
" . . . . .	Засыпка	0,55	—	(по ГОСТ) 0,2±0,00022 t <sub>ср</sub>	900	ТУ Главтермоизоляции МСППИ-49
Зонолит (обожженный вермикулит) . . . . .	" "	0,15	—	0,1±0,00022 t <sub>ср</sub>	1100	ТУ-41-47 Главтермоизоляции
Асбест . . . . .	Лист	0,9—1,0	2—3	0,2±0,00022 t <sub>ср</sub>	500	ГОСТ 2850-45

## Продолжение табл. 2-6

Наименование материалов	Вид изделий	Объемный вес, кг/дм <sup>3</sup>	Временное сопротивление сжатию, кг/см <sup>2</sup>	Теплопроводность, ккал/м·г·град·ч	Пределная температура применения, °С	ГОСТ или технические условия на материал
Асбовермикулит . . . . .	Плиты, кирпич	0,25	3—5	0,08±0,00018 t <sub>ср</sub>	1100	ВТУ 965-2092-51 Главтермоизоляции
Термоизоляционный асбоцемент . . . . .	Плиты	0,35—0,4	—	0,1±0,00022 t <sub>ср</sub>	500	ТУ 65-49 Главтермоизоляции
Минеральная вата . . . . .	Вата	0,2—0,3	—	0,08±0,00022 t <sub>ср</sub>	600	ГОСТ 4640-52
Минераловатные плиты КЧ . . . . .	Плиты	0,35	3—5	0,09±0,00022 t <sub>ср</sub>	600	ТУ 95-52 Главтермоизоляции
Пеностекло . . . . .	Кирпич, блоки	0,24	50	0,1 при 20° С	600	ТУ 159-52 МПСМ

Примечание. Ввиду того что теплопроводность засыпки теплоизоляции поставщиками не гарантируется, а также ввиду нестабильности теплопроводности засыпки в эксплуатации коэффициенты теплопроводности засыпной теплоизоляции даны с 50%-ым запасом против литературных данных.

Обладая высокими теплоизоляционными качествами, они имеют ограниченную область применения в условиях температур до 450° С. Изготовители — Московский комбинат термоизоляционных изделий. Ориентировочная цена 1 м<sup>2</sup> плит толщиной 30 мм 10 руб.

Совелит и совелитовые плиты по ТУ 64-49. Совелит представляет собой порошок из смеси углекислых солей магния и кальция, получаемых переработкой доломита с распушенным асбестом. Объемный вес 500 кг/м<sup>3</sup>. Совелитовые изделия получают формированием и сушкой (объемный вес 400 кг/м<sup>3</sup>). Температура применения до 450° С. Изготовители — ростовский завод «Совелит» и завод «Красный химик» (Новобелица). Ориентировочные цены: 1 т совелита — 900 руб.; 1 м<sup>3</sup> плит — 450 руб.

Фольга алюминиевая по ГОСТ 618-50 — алюминий, прокатанный до толщины 0,2—0,005 мм; применяется в специальных теплоизоляционных конструкциях при температурах до 500° С. Поставляется заводами цветной металлургии. Ориентировочная цена за 1 т 22—65 тыс. руб. в зависимости от толщины фольги.

Пеностекло по ТУ 159-52 МПСМ. При расплавлении порошка стекла, смешанного с доломитом, в результате выделения пузырьков углекислого газа образуется крупнопористая стекломасса — так называемое газостекло или пеностекло. Этот материал, обладающий малым объемным весом и хорошими изоляционными качествами, применяется при температурах до 600° С. Ценным качеством пеностекла является его незначительная гигроскопичность.

В табл. 2-6 дана краткая характеристика важнейших легковесно-огнеупорных и теплоизоляционных материалов, применяемых в электрических печах.

## 2-4. ЖАРСТОЙКИЕ И ЖАРОПРОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

### а) Общие сведения

К жаростойким относятся материалы, способные противостоять окислению при высоких температурах. Жаропрочными называются материалы, обладающие, помимо свойства жаростойкости, способностью воспринимать при высоких температурах более или менее значительные механические нагрузки. Требование жаростойкости предъявляется к материалам, из которых выполняются внутренние элементы печных конструкций, работающие под незначи-

тельными внешними нагрузками, например литая подовая плита камерной печи, или под нагрузкой от собственного веса (муфели, экраны, нагревательные элементы).

Требование жаропрочности предъявляется к материалам, из которых выполняются нагруженные детали, работающие при высоких температурах, например детали конвейерной ленты, направляющие толкательной печи, нагревательные элементы с заметными нагрузками от собственного веса. Жаростойкость сплавов обычно достигается введением более или менее значительного количества хрома с добавкой в отдельных случаях вспомогательных легирующих элементов, например алюминия.

Для обеспечения жаропрочности в составе сплава, помимо хрома, как правило, обязательно присутствие значительного количества никеля и — в отдельных случаях — присадок дорогих вспомогательных элементов, чем определяются высокая стоимость и дефицитность жаропрочных материалов по сравнению с жаростойкими. Ввиду этого конструктор должен выбирать жаропрочный материал лишь в тех случаях, когда без ущерба для работоспособности конструкции нельзя обойтись жаростойкими материалами.

К категории жаростойких и жаропрочных материалов принято относить лишь материалы в виде металлов и их сплавов.

### б) Классификация высоколегированных сталей по ГОСТ 5632-51

Исходя из преимущественного применения, высоколегированные стали и сплавы делятся на три группы:

*Группа I.* Нержавеющие и кислотостойкие стали.

Нержавеющей называется сталь, обладающая стойкостью против атмосферной коррозии. К этой подгруппе относятся стали: 1X13, 2X13, 3X13, 4X13, X14 и X18.

Кислотостойкой называется сталь, обладающая высокой сопротивляемостью против коррозии в условиях воздействия различных агрессивных сред. К этой подгруппе относятся стали: X17, X25, X28, X17N2, OX18N9, 1X18N9, 2X18N9, 1X18N9T, X18N11B, X13N4Г9, X18N12M2T и X18N12M3T.

*Группа II.* Окалиностойкие и жаропрочные стали.

Окалиностойкой называется сталь, обладающая стойкостью против окалинообразования (газовой коррозии)

при высокой температуре. К этой подгруппе относятся стали:

- а) до температур 850—900°С: X6C, X9C2 и X12ЮС;  
 б) до температур 1 000—1 100°С: X25, X28, X25C3, X25T, X23H13, X23H18, X20H14C2, X25H20C2 и X18H25C2.

Жаропрочной называется сталь, сохраняющая достаточные прочность и окалиностойкость при высокой температуре. К этой подгруппе относятся стали:

- а) до температур 600—650°С: X5M, X6CM, X7CM, X10C2M, X18H9T и X13H7C2;  
 б) до температур 700—800°С: X18H12M3T, X14H14B2M, X4X14H14B2M и X14H14CB2M.

**Группа III.** Сплавы с высоким омическим сопротивлением, обладают высоким удельным электросопротивлением и одновременно окалиностойки при рабочих температурах. К этой группе относятся сплавы:

X13Ю4, X17Ю5, OX17Ю5, X25Ю5, OX25Ю5, X15H60 и X20H80.

Эти сплавы являются окалиностойкими в пределах температур: до 850°С (X13Ю4); до 1 000°С (X17Ю5, X15H60 и OX17Ю5); до 1 100°С (X20H80); до 1 150°С (X25Ю5) и до 1 200°С (OX25Ю5).

## 2-5. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ПО УСЛОВИЮ ЖАРОСТОЙКОСТИ

В зависимости от заданной рабочей температуры по данным классификации высоколегированных сталей (ГОСТ 5632-51) выбирается та или иная марка жаростойкой стали — хромистой или хромоникелевой.

Выбирать толщину металла нужно исходя из желательного срока службы конструкции с учетом характера его профиля и величины поверхности, подвергающейся окислению.

В табл. 2-7 приведены значения потери веса на окалинообразование в  $\Gamma/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$  для разных марок сплавов при различных температурах. Предположим, требуется выбрать толщину листа для жаростойкого муфеля, работающего при температуре 1 100°С, причем муфель должен иметь срок службы не менее 5 000 ч и к концу службы его толщина должна быть не менее 3 мм. Принимая для муфеля хромистую сталь марки X28 с коэффициентом потери веса при 1 100°С  $1,15 \Gamma/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$  (по табл. 2-7), определяем потерю веса за 5 000 ч на  $1 \text{ м}^2$  листа с двух сторон:

$$G' = 1,15 \cdot 5\,000 \cdot 2,0 = 11\,500 \Gamma, \text{ или } 11,5 \text{ кг}.$$

Такая потеря веса в переводе на толщину листа означает  $\delta' = \frac{11,5}{7,65} = 1,5 \text{ мм}$ , где 7,65 — вес  $1 \text{ м}^2$ . С учетом остаточной толщины листа  $\delta_{\text{мин}} 3 \text{ мм}$ , его первоначальная толщина должна составлять  $\delta = \delta' + \delta_{\text{мин}} = 1,5 + 3 = 4,5 \text{ мм}$ , или округленно 5 мм.

Таблица 2-7

**Потери веса на окалинообразование хромистых и хромоникелевых сплавов на воздухе в зависимости от температуры,  $\Gamma/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$**

Температура, °С	Потери веса на окалинообразование, $\Gamma/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$								
	для хромистых сплавов марок					для хромоникелевых сплавов марок			
	X6C	2X13	X17	X25	X28	X23H18	X25H20C2	X15H60	X20H80
600	0,15	—	—	—	—	—	—	—	—
650	0,30	—	—	—	—	—	—	—	—
700	0,50	0,13	—	—	—	—	—	—	—
750	1,62	0,27	—	—	—	—	—	—	—
800	2,75	0,45	0,20	0,12	—	—	—	—	—
850	—	1,25	0,27	0,20	0,10	0,15	0,12	—	—
900	—	2,00	0,40	0,25	0,12	0,28	0,20	0,05	0,05
950	—	—	1,20	0,50	0,16	0,38	0,27	0,09	0,09
1 000	—	—	2,00	0,80	0,20	0,48	0,38	0,14	0,14
1 050	—	—	3,10	1,55	0,65	1,05	0,75	1,65	0,50
1 100	—	—	4,20	2,25	1,15	1,65	1,15	3,10	0,80
1 150	—	—	—	3,12	1,85	3,35	2,10	5,00	1,40
1 200	—	—	—	4,00	2,50	5,00	3,00	—	2,00

## 2-6. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ПО УСЛОВИЮ ЖАРОПРОЧНОСТИ

Допускаемое напряжение принимают в зависимости от характера материала (марки, структуры и термообработки), рабочей температуры, длительности службы детали и максимальной деформации.

Пределом ползучести называется напряжение, вызывающее за определенный срок ту или иную относительную деформацию детали. В табл. 2-8—2-11 приведены пределы ползучести наиболее распространенных в печах жаропрочных сплавов для нескольких характерных рабочих температур.

Допускаемое напряжение  $\sigma$  выбирают равным пределу ползучести  $\sigma_p$ , умноженному на коэффициент уменьшения рабочего напряжения  $K$ , принимаемый в практических расчетах равным 0,7:

$$\sigma = \sigma_p 0,7.$$

Запас прочности  $n$  определяют делением длительной прочности  $\sigma_d$  на допускаемое напряжение  $\left(n = \frac{\sigma_d}{\sigma}\right)$ , причем длительная прочность представляет собой напряжение, при котором для данной температуры и определенной длительности работы происходит разрушение материала.

Значение длительной прочности некоторых марок хромоникелевых сталей в зависимости от температуры при длительности испытания 10 000 и 100 000 ч приведены в табл. 2-12. Рекомендуемые величины запаса прочности: для деформированных сталей (прокат, поковки)  $n=1,5-3,5$ , для литых сталей  $n=2,0-4,0$ .

Выбранные по допускаемому напряжению размеры сечения рассчитываемой детали необходимо увеличивать с учетом потери веса на окалинообразование. Некоторые физические свойства и технологические данные важнейших марок хромоникелевых сплавов приведены в табл. 2-13.

Таблица 2-8

Зависимость напряжения от длительности воздействия нагрузки при различных температурах и заданных деформациях для сплава 1X18H9T (ЭЯ-1Т)

Длительность воздействия нагрузки, ч	Напряжение, кг/мм <sup>2</sup>					
	Деформация 1%			Деформация 3%		
	600° С	700° С	750° С	600° С	700° С	750° С
200	—	4,30	2,80	—	6,00	4,00
300	—	3,90	2,40	—	5,50	3,50
400	18,0	3,70	2,20	22,0	5,00	3,00
600	17,0	3,30	1,80	19,0	4,60	2,70
800	16,0	3,00	1,65	18,5	4,15	2,40
1 000	16,0	2,80	1,45	18,0	4,00	2,20
2 000	13,5	2,40	1,15	15,0	3,30	1,60
4 000	12,0	1,90	0,85	13,5	2,80	1,20
6 000	11,5	1,75	0,75	12,5	2,20	1,00
10 000	10,0	1,50	0,60	11,5	1,90	0,85

Таблица 2-9

Зависимость напряжения от длительности воздействия нагрузки при различных температурах и заданных деформациях для сплава X23H18 (ЭИ-417)

Длительность воздействия нагрузки, ч	Напряжение, кг/мм <sup>2</sup>					
	Деформация 1%			Деформация 3%		
	800° С	875° С	1 000° С	800° С	875° С	1 000° С
200	4,50	1,85	0,80	5,00	2,35	1,15
300	4,00	1,75	0,67	4,50	2,05	0,90
400	3,75	1,65	0,60	4,00	1,90	0,80
600	3,35	1,45	0,48	3,70	1,75	0,67
800	3,00	1,35	0,44	3,55	1,65	0,60
1 000	2,85	1,30	0,39	3,30	1,50	0,54
2 000	2,40	1,10	0,28	2,80	1,30	0,40
4 000	1,90	0,90	0,22	2,35	1,15	0,30
6 000	1,70	0,80	0,18	2,00	1,00	0,25
10 000	1,50	0,70	0,13	1,80	0,88	0,20

Таблица 2-10

Зависимость напряжения от длительности воздействия нагрузки при различных температурах и заданных деформациях для сплава марки X20H80T3A (ЭИ-437А)

Длительность воздействия нагрузки, ч	Напряжение, кг/мм <sup>2</sup>					
	Деформация 1%			Деформация 3%		
	875° С	1 000° С	1 100° С	875° С	1 000° С	1 100° С
200	5,00	0,80	0,30	5,6	1,35	0,52
300	4,50	0,67	0,26	5,0	1,15	0,44
400	4,10	0,60	0,23	4,7	1,00	0,38
600	3,65	0,50	0,18	4,1	0,83	0,32
800	3,35	0,43	0,17	3,8	0,73	0,28
1 000	3,15	0,38	0,15	3,6	0,67	0,26
2 000	2,65	0,28	0,12	2,9	0,48	0,19
4 000	2,20	0,20	0,08	2,4	0,36	0,15
8 000	1,80	0,17	0,07	2,2	0,28	0,12
10 000	1,70	0,14	0,05	1,7	0,24	0,10



**Таблица 2-11**  
**Зависимость напряжения от длительности воздействия нагрузки при различных температурах и заданных деформациях для литья марки Х25Н12Л (ЭИ-316)**

Длительность воздействия нагрузки, ч	Напряжение, кг/мм <sup>2</sup>					
	Деформация 0,5%			Деформация 1%		
	700° С	875° С	1 000° С	700° С	875° С	1 000° С
200	—	—	1,45	—	—	—
300	—	4,10	1,30	—	—	1,70
400	8,5	3,80	1,20	—	4,5	1,50
600	8,1	3,55	1,10	9,1	4,0	1,35
800	7,9	3,35	1,00	8,8	3,8	1,28
1 000	7,7	3,20	0,98	8,6	3,6	1,24
2 000	7,2	2,70	0,82	8,0	3,1	1,00
4 000	6,7	2,30	0,68	7,3	2,6	0,87
6 000	6,4	2,15	0,62	7,0	2,4	0,78
10 000	6,0	1,90	0,56	6,7	2,2	0,68

**Таблица 2-12**  
**Значения длительной прочности некоторых марок хромоникелевых сталей в зависимости от температуры при длительности испытания 10 000 и 100 000 ч**

Температура, °С	Длительная прочность, кг/мм <sup>2</sup>							
	Длительность испытания 10 000 ч				Длительность испытания 100 000 ч			
	Марки сталей				Марки сталей			
	Х25Н20	Х25Н12	Х18Н9Т	Х15Н35	Х25Н20	Х25Н12	Х18Н9Т	Х15Н35
950	0,4	—	—	—	0,20	0,70	—	—
925	0,5	—	—	0,20	0,25	0,75	—	—
900	0,7	—	0,35	0,35	0,40	0,80	—	—
875	1,0	—	0,45	0,55	0,60	0,85	—	—
850	1,4	—	0,75	0,85	0,80	1,00	—	—
825	2,0	2,0	1,00	1,30	1,00	1,20	0,80	1,40
800	2,8	2,4	1,35	1,70	1,30	1,35	1,00	1,45
775	3,7	3,1	2,00	2,10	1,60	1,60	1,25	1,60
750	4,8	4,0	2,80	2,70	2,00	2,00	1,65	1,85
725	6,2	5,0	3,80	3,20	2,80	2,80	2,30	2,10
700	7,8	6,4	5,00	3,80	3,70	3,80	3,20	2,35
675	10,0	8,0	6,30	4,40	4,80	5,00	4,10	2,65
650	12,3	10,3	8,00	5,00	6,10	7,00	5,50	3,00
625	15,0	—	10,30	—	7,60	—	7,20	—
600	17,8	—	13,50	—	9,20	—	10,00	—
575	21,0	—	18,50	—	11,00	—	13,00	—

Примечания: 1. Данные по сталям Х25Н20 и Х18Н9Т относятся к прокату а по сталям Х25Н12 и Х15Н35—к литью.  
2. Все данные относятся к сталям, прошедшим соответствующую термическую обработку.

**Таблица 2-13**  
**Некоторые физические свойства и технологические данные важнейших марок хромоникелевых сплавов**

Свойства и данные	Марки сплавов				
	Х18Н9Т (ЭЯ-1Т)	Х23Н18 (ЭИ-417)	Х18Н25С2 (ЭЯ-3С)	Х20Н80Т3А (ЭИ437А)	Литье Х25Н12Л (ЭИ-316)
Удельный вес	7 850	7 880	7 840	—	7 800
Коэффициент теплопроводности, ккал/м·град·ч	13,5 (10°)	12,0 (20°)	14 (100°)	—	11,7 (100°)
Удельное электрическое сопротивление, ом·мм <sup>2</sup> /м	20,4 (600°)	25,0 (900°)	24,5 (700°)	—	16,0 (500°)
Коэффициент линейного расширения в интервале температур от 20° С до t, α·10 <sup>6</sup>	0,75 (20°)	0,92 (20°)	0,98 (100°)	—	0,86 (20°)
Средняя теплоемкость в интервале температур 50—t° С, ккал/кг·град	1,00 (400°)	1,08 (400°)	1,08 (400°)	—	—
Обрабатываемость давлением	1,14 (700°)	1,24 (700°)	1,18 (700°)	—	—
Обрабатываемость резанием	—	—	—	—	—
Литейные свойства	—	—	—	—	—
Свариваемость	—	—	—	—	—
Термическая обработка	—	—	—	—	—

## 2-7. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

### а) Металлические материалы

В большинстве промышленных электрических печей сопротивления нагревательные элементы выполняются из специальных хромоалюминиевых и хромоникелевых сплавов с высоким омическим сопротивлением. Чистые металлы, как правило, обладают неблагоприятными свойствами для изготовления нагревателей: небольшим удельным электрическим сопротивлением, высоким температурным коэффициентом увеличения электрического сопротивления и слабой сопротивляемостью окислению в обычной атмосфере. Поэтому чистые металлы применяются для изготовления нагревательных элементов весьма редко, (например, нагревательные элементы из тугоплавких металлов, как молибден, тантал или вольфрам, работающие в вакууме или в специальных защитных атмосферах).

Встречаются указания о возможности применения в качестве материала для нагревательных элементов низко-температурных печей обычной конструкционной стали. Опыт работы большого количества электрических сушил со стальными нагревателями показал, что такие нагреватели весьма ненадежны и имеют совершенно недостаточный срок службы. Стальной нагреватель, имеющий высокий температурный коэффициент электрического сопротивления, при малейшей неравномерности теплоотдачи с поверхности перегревается на отдельных участках и быстро перегорает из-за интенсивности местного окисления. Стальные нагреватели могут допускаться только для кратковременной работы, например, для разогрева бетона или в качестве вспомогательных пусковых устройств.

Краткая характеристика некоторых материалов для нагревательных элементов приведена в табл. 2-14.

В отечественном электропечестроении нормализованы следующие диаметры проволоки из нагревательных сплавов Х13Ю4, ОХ23Ю5А (сплав ЭИ-595), ОХ27Ю5А (сплав ЭИ-626) и Х20Н80: 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5 и 9,0 мм.

Диаметры проволоки из жаропрочной стали Св-Х25Н20: 2; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0; 6,5; 7; 8 и 9 мм.

Нормализованный сортамент ленты из нагревательных сплавов Х13Ю4, ОХ23Ю5А, ОХ27Ю5А и Х20Н80: 1×8; 1×10; 1,2×10; 1,2×12; 1,2×15; 1,2×20; 1,4×10; 1,4×15; 1,4×20; 1,5×10; 1,5×12; 1,5×15; 1,5×20; 1,8×15; 1,8×18; 1,8×20; 2×15; 2×20; 2×25; 2,2×20; 2,2×25; 2,5×20; 2,5×25; 2,5×30; 2,5×40; 3×25; 3×30 и 3×40 мм.

Наиболее распространенными в промышленных электрических печах сопротивления являются следующие диаметры и сечения нагревательных сплавов:

а) для спиральных нагревателей — проволока диаметром 5; 5,5; 6; 6,5 и 7 мм;

б) для стержневых и зигзагообразных нагревателей круглого сечения — проволока диаметром 8; 8,5 и 9 мм;

в) для зигзагообразных нагревателей прямоугольного сечения — лента 2×20; 2,5×25 и 3×30 мм.

Для нагревателей циркуляционных печей и калориферов наибольшее распространение имеют проволока диаметром 3; 3,5; 4 и 4,5 мм и лента сечением 1×10; 1,2×12 и 1,5×15 мм.

В качестве материала для изготовления нагревательных элементов могут быть также использованы нержавеющая

Краткая характеристика некоторых материалов для нагревательных элементов

Наименование материалов	Удельный вес при 20° С, г/см <sup>3</sup>	Удельное сопротивление при 20° С, Ом·мм <sup>2</sup> /м	Электрический температурный коэффициент α·10 <sup>3</sup>	Температура плавления, °С	Максимальная рабочая температура сплава, °С
С п л а в ы					
Нихром двойной Х20Н80 . . . . .	8,40	1,100	0,035	1400	1150
Нихром двойной Х20Н80ТЗ . . . . .	8,20	1,270	0,022	1400	1200
Нихром тройной Х15Н60 . . . . .	8,30	1,100	0,100	1400	1050
Сталь типа Х25Н20 . . . . .	7,85	0,900	0,350	1400	1100
Сплав Х13Ю4 (фехраль) . . . . .	7,20	1,260	0,150	1450	900
Сплав ОХ17Ю5 (сплав № 1) . . . . .	7,10	1,300	0,060	1450	1050
Сплав ОХ25Ю5 (сплав № 2) . . . . .	7,00	1,400	0,050	1450	1200
Сплав ОХ23Ю5А (ЭИ-595) . . . . .	7,30	1,350	0,050	1525	1250
Сплав ОХ27Ю5А (ЭИ-626) . . . . .	7,20	1,420	0,022	1525	1300
Никелин . . . . .	8,70	0,400	0,220	1250	500
Константан . . . . .	8,70	0,480	0,050	1275	500
Ч и с т ы е м е т а л л ы					
Вольфрам . . . . .	19,34	0,050	4,300	3410	3000*
Молибден . . . . .	10,20	0,052	5,100	2625	2200*
Платина . . . . .	21,46	0,098	8,950	1755	1400
Железо . . . . .	7,88	0,090	11,300	1535	400
Никель . . . . .	8,90	0,065	13,400	1452	(1000)*
Н е м е т а л л и ч е с к и е м а т е р и а л ы**					
Силит (карборунд) . . . . .	2,30	800—1900	Пере- мен- ный	—	1500
Графит . . . . .	1,60	8—13	"	—	2000 (2800)*
Уголь . . . . .	1,60	40—60	"	—	2000 (2500)*
Криптол (угольная крошка) . . . . .	1,00—1,25	600—2000	"	—	1800

\* В вакууме или защитной атмосфере.

\*\* Вместо удельного веса даны значения объемного веса.

сталь типа X18H9T и жаропрочная сталь типа X23H18 или X25H20.

Сталь типа X18H9T может применяться до температуры (на нагревателе) 800—850°С, сталь типа X23H18 или X25H20 — до 950—1 000°С, а в отдельных случаях — при отсутствии требования длительного срока службы — до 1 100°С.

В частности, для изготовления нагревателей круглого сечения целесообразно применение сварочной проволоки, желательны повышенной точности прокатки по ГОСТ 2246-54, из сталей X18H9T и X25H20.

Для расчетов нагревателей можно принимать следующие ориентировочные значения удельного электрического сопротивления:

сталь X18H9T при 20°С 0,75 ом·мм<sup>2</sup>/м; при 850°С—1,15 ом·мм<sup>2</sup>/м;  
сталь X25H20 при 20°С 0,9 ом·мм<sup>2</sup>/м; при 1 000°С—1,20 ом·мм<sup>2</sup>/м.

### б) Карборундовые (силитовые) нагреватели Сименс-Планиа

Силитовые нагревательные стержни изготавливаются диаметром 6—30 мм для температур до 1 400°С двух различных типов: а) стержни Ø 6—30 мм с утолщенными контактными торцами; б) стержни Ø 22—30 мм с лобовыми контактами. Концы стержней с утолщенными торцами металлуются и снабжаются токоподводящими хомутиками. Стержни с лобовыми контактами не имеют утолщенных торцов и требуют водоохлаждаемых токоподводов, прижимаемых к торцовым поверхностям стержней.

Стержни рассчитаны на максимальную температуру рабочей части 1 450°С. За счет резкого снижения срока службы стержней их температура может быть доведена до 1 500°С. Нормальный срок службы стержней при правильных их выборе и эксплуатации составляет около 2 000 ч.

Для компенсации увеличения со временем сопротивления стержней, или так называемого старения, требуется регулирование напряжения печи при помощи ступенчатого трансформатора с запасом напряжения 60—100% сверх номинального. В течение первых 60—80 рабочих часов сопротивление стержней повышается на 15—20%, после чего старение идет более медленно.

Механическая прочность всех стержней допускает их горизонтальную установку при температурах до 1 500°С.

Обозначение стержней с утолщенными торцами:  $dL/L_1$ , где  $d$  — диаметр рабочей части стержня, мм;  $L$  и  $L_1$  — длины рабочей и утолщенной части стержня, мм. Стержни с лобовыми контактами обозначаются так же, но  $L_1$  означает общую длину стержня.

Помимо стержней, изготавливаются силитовые нагревательные трубы со спиральным разрезом рабочей части. Трубы обозначаются двумя дробями, из которых первая указывает наружный и внутренний диаметры, числитель второй дроби — длину рабочей части, а знаменатель, — длину непрорезанной части; все размеры — в миллиметрах.

Технические данные силитовых стержней и труб даны в табл. 2-15—2-17.

Таблица 2-15

Технические данные силитовых стержней  
с утолщенными концами

Размеры рабочей части, мм		Размеры контактного торца, мм		Общая длина стержня, мм	Сопротивление стержня при 1 400°С, ом±10%	Максимальная мощность при температуре печи 1 350°С, кВт
диаметр ±8%	длина ±4%	диаметр ±8%	длина ±4%			
6	60	12	75	210	2,2	0,115
6	100	12	75	250	1,2	0,190
8	100	14	130	360	2,4	0,250
8	150	14	150	450	3,6	0,380
8	180	14	150	480	4,4	0,460
8	250	14	100	450	6,2	0,630
12	100	18	200	500	1,1	0,375
12	150	18	200	550	1,7	0,565
14	200	22	250	700	1,8	0,940
14	250	22	250	750	2,2	0,880
14	250	22	350	950	2,2	1,100
14	300	22	250	800	2,6	1,320
14	300	22	350	1 000	2,6	1,320
14	400	22	250	900	3,5	1,750
14	400	22	350	1 100	3,5	1,750
18	250	28	350	950	1,3	1,410
18	300	28	350	1 000	1,7	1,700
18	400	28	350	1 100	2,3	2,200
18	500	28	350	1 200	2,7	2,800
18	600	28	350	1 300	3,4	3,400
18	800	28	350	1 500	4,6	4,530
25	400	39	400	1 200	1,3	3,140
25	800	39	400	1 600	2,1	6,000
30	1 000	45	500	2 000	2,6	9,450

Таблица 2-16

### Технические данные силитовых стержней с лобовыми контактами

Размер рабочей части стержня, мм		Общая длина, мм ±4%	Длина хорошо проводящего ток конца стержня, мм	Сопротивление стержня при 1 400° С, ом	Максимальная мощность при температуре печи 1 350° С, квт
диаметр ±8%	длина				
22	300	405	52	1,10	2,07
30	400	515	57	0,85	3,77
30	500	615	57	1,10	4,70
30	600	715	57	1,30	5,65
30	800	915	57	1,70	7,55
30	1 000	1 115	57	2,10	9,45
30	1 200	1 315	57	2,50	11,30

Таблица 2-17

### Технические данные силитовых нагревательных труб

Диаметр трубы, мм		Длина рабочей части, мм	Общая длина, мм	Длина металл-лизированного конца, мм	Длина нерезанного конца, мм	Максимальная мощность при температуре печи 1 350° С, квт
наружный	внутренний					
30	22	100	150	60	75	0,955
30	22	200	350	60	75	1,875
40	30	200	400	75	100	2,500
40	30	300	500	75	100	3,700
50	40	200	400	75	100	3,120
50	40	300	500	75	100	4,800
50	40	400	600	75	100	6,300
60	50	200	400	75	100	3,780
60	50	300	500	75	100	5,600
60	50	400	600	75	100	7,550
60	50	600	700	75	100	9,440

#### в) Силитовые стержни отечественного изготовления

В СССР производство силитовых стержней осваивается Подольским шамотным заводом.

Серийным порядком этим заводом выпускаются стержни со следующей характеристикой: диаметр 25 мм; рабочая длина 400 мм; габаритная длина с двумя выводными стержнями 1 220 мм; ток по стержню 40—60 а; напряжение на стержне 70—90 в.

Стержень состоит из трех элементов: центрального из материала с высоким удельным электрическим сопротивлением и двух выводных того же диаметра, но из материала с удельным электрическим сопротивлением, в 50—60 раз меньшим, чем материал рабочего (центрального) стержня.

По опыту эксплуатации срок службы стержней составляет 200—500 ч. В 1956 г. Подольским заводом выпущена была для лабораторных печей опытная партия силитовых стержней с техническими данными по табл. 2-18.

Таблица 2-18

### Технические данные опытных силитовых стержней Подольского завода

Размеры рабочей части стержня, мм		Размеры выводной части, мм		Общая длина, мм	Напряжение, в	Ток, а
диаметр	длина	диаметр	длина			
8	150	14	60	270	50	10—30
8	150	14	85	320	50	10—30
8	180	14	85	350	50	10—30

#### г) Уголь и графит как материалы для нагревателей

Для печей с рабочими температурами порядка 1 500° С и выше в качестве материала для нагревателей могут применяться угольные и графитовые стержни или трубы. Учитывая активность углерода по отношению к кислороду, во избежание быстрого окисления угольных и графитовых нагревателей применение их наиболее целесообразно в вакуумных печах, а также трубчатых с ограниченным доступом воздуха к разогретой поверхности нагревателя. Технические данные угля и графита даны в гл. 4.

## ГЛАВА ТРЕТЬЯ

### РАСЧЕТ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ

#### 3-1. ПЕЧНАЯ КАМЕРА И РАБОЧЕЕ ПРОСТРАНСТВО ПЕЧИ

Печной камерой следует называть пространство, ограниченное внутренними поверхностями огнеупорного слоя кладки или металлическими поверхностями внутреннего кожуха печи с засыпной теплоизоляцией. Это пространство

включает в себя выступающие внутрь элементы футеровки и вспомогательные конструкции для размещения загрузки и нагревательных устройств, а также сами нагреватели и специальные устройства (экраны, диффузоры, направляющие и пр.).

Рабочим пространством печи следует называть пространство, в пределах которого может быть размещена нагреваемая по заданному режиму загрузка. При конструировании печи необходимо стремиться приближать размеры печной камеры к размерам рабочего пространства, если этому не препятствуют побочные обстоятельства, как, например, недостаток места для размещения нагревателей или необходимость доступа в печную камеру для ремонта нагревателей без разборки футеровки печи.

Размеры рабочего пространства связаны с основными конструктивными размерами печи. Для печи с горизонтальной загрузкой ширина рабочего пространства определяется шириной подовой плиты (камерные печи), поддона (толкательные печи), ленты конвейера (конвейерные печи), по которой может располагаться нагреваемая в печи загрузка.

Высота рабочего пространства печей с горизонтальной загрузкой определяется либо предельно допустимой с точки зрения равномерности нагрева высотой слоя загрузки, либо высотой загрузки, которая может быть беспрепятственно введена в печь между уровнем рабочего пода и верхней частью контура дверного проема.

Длину рабочего пространства печей с горизонтальной загрузкой определяют исходя из внутреннего размера длинн огнеупорной части футеровки (или длины внутреннего металлического каркаса в печах с засыпной теплоизоляцией) с учетом возможности использования торцовых участков печного пространства по условиям обеспечения необходимой равномерности нагрева.

Для печей с вертикальной загрузкой рабочие размеры поперечного сечения определяют исходя из размеров сечения загрузочного проема с учетом необходимых по условиям обслуживания печи зазоров между загрузкой и контуром проема. Эти зазоры должны приниматься с обязательным учетом способа загрузки. Например, верхняя загрузка печи краном требует максимальных зазоров, составляющих при значительных размерах и весах садки величину порядка 150—250 мм на сторону, тогда как при нижней загрузке печи при помощи специальной тележки

или платформы с направляющими устройствами, например у элеваторных печей для отжига, можно иметь зазоры порядка 50—150 мм на сторону. Высота рабочего пространства печей с вертикальной загрузкой определяется не только высотой печного пространства, в пределах которого может размещаться загрузка, но и тепловыми качествами печи с точки зрения равномерности нагрева загрузки. Так, в шахтной печи с нижней загрузкой ввиду неизбежных подсосов холодного воздуха, как правило, 10—20% внутренней высоты печной камеры практически не может быть использовано без значительного нарушения равномерности нагрева загрузки по высоте.

В ряде случаев рабочее пространство печи может характеризоваться лишь двумя и даже одним размером. Например, электрическая плита с точки зрения таких размеров может быть охарактеризована только длиной и шириной поверхности нагрева. В протяжной печи для нагрева проволоки характерным размером рабочего пространства является только длина, поперечные же размеры этого пространства, обычно представляющего собой жароупорную трубу внутренним диаметром порядка 10—30 мм, являются нехарактерными и в значительной мере неопределенными.

Из определения понятия «рабочее пространство печи», следует, что это понятие не всегда однозначно по величине, даже у печи с данными геометрическими размерами. При одних и тех же размерах печи в ее технической характеристике могут фигурировать различные размеры рабочего пространства, например, в зависимости от того, какие зазоры предполагаются конструктором между контуром загрузки и контуром загрузочного проема, или от того, какую долю общей длины печной камеры конструктор считает возможным использовать исходя из заданной равномерности нагрева загрузки.

### 3-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА ПЕЧИ

Для садочной печи размеры рабочего пространства определяются габаритами наибольшего из подлежащих нагреву изделий, количеством одновременно нагреваемых изделий и способом их взаимного расположения с учетом оптимальных зазоров по условиям обеспечения необходимой скорости и равномерности нагрева.

Производительность садочной печи связана с весом за-

грузки и суммарным временем цикла пребывания загрузки в печи соотношением

$$G = \frac{A}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (3-1)$$

где  $G$  — полезная производительность печи,  $\kappa\Gamma/\text{ч}$ ;  
 $A$  — суммарный вес полезной загрузки,  $\kappa\Gamma$ ;  
 $\tau_{\text{ц}}$  — суммарная длительность цикла с учетом времени нагрева, выдержки и охлаждения садки в печи (в случае необходимости), а также времени, потребного на загрузку и разгрузку печи,  $\text{ч}$ .

Для методической печи исходным рабочим размером обычно является ширина. Высоту рабочего пространства выбирают исходя из условий быстрого и равномерного нагрева загрузки и удобного ее размещения по поду печи. Зная размеры поперечного сечения слоя загрузки и условия укладки (средний объемный вес загрузки), нетрудно определить полезную загрузку на 1 пог. м длины рабочего пространства, или «погонную загрузку», являющуюся весьма характерной величиной для определения длины проектируемой печи. Длину рабочего пространства методической печи определяют по формуле

$$L = \frac{G\tau}{B}, \quad (3-2)$$

где  $L$  — длина рабочего пространства печи,  $\text{м}$ ;  
 $B$  — погонная загрузка печи,  $\kappa\Gamma/\text{м}$ ;  
 $\tau$  — суммарное время пребывания загрузки в печи,  $\text{ч}$ .  
 Видоизменение предыдущей формулы дает выражение для определения производительности печи по известной длине рабочего пространства:

$$G = \frac{BL}{\tau}. \quad (3-2a)$$

Эта формула наглядно показывает пути повышения производительности печи: при заданных длине печи и суммарном времени пребывания загрузки в печи, определяемом технологическим процессом термообработки, производительность печи пропорциональна погонной загрузке печи.

Так как отношение  $\frac{L}{\tau}$  — средняя скорость движения загрузки в методической печи, погонная загрузка пред-

ставляет собой производительность печи при средней скорости движения загрузки, равной 1 м/ч.

Как видно из (3-1), производительность любой печи зависит от суммарного времени пребывания загрузки в печи, которое складывается из времен:

а) нагрева загрузки  $\tau_{\text{н}}$ ;

б) выдержки  $\tau_{\text{в}}$ ;

в) охлаждения  $\tau_{\text{охл}}$  до температуры, при которой допускается выдача загрузки из печи, если режимом предусматривается охлаждение изделий в печи.

Временем нагрева следует называть время, в течение которого загрузка приобретает заданную температуру с заданной степенью точности. За время нагрева загрузка воспринимает необходимое количество тепла, определяемое разностью теплосодержаний загрузки в начале и конце нагрева. Так как в обычных электрических печах сопротивления тепло передается загрузке извне (мы не рассматриваем установок контактного нагрева, которые являются особым видом электрических печей сопротивления), в любой момент нагрева и, в частности, в конечный имеется разность температур поверхности и среднего слоя загрузки.

Временем выдержки загрузки в печи следует называть время от момента окончания подвода к загрузке требуемого количества тепла до начала охлаждения загрузки.

Продолжительность выдержки определяется временем, необходимым для осуществления тех или иных превращений в структуре нагреваемого материала (технологическая выдержка).

Временем охлаждения загрузки в печи следует называть время от момента окончания выдержки до момента достижения поверхностью загрузки температуры, при которой возможна выдача ее из печи.

Приведенные определения времени нагрева, выдержки и охлаждения являются весьма существенными для правильного выбора размеров рабочего пространства и мощности тепловых зон печи, без чего немисливо достижение высоких технико-экономических показателей печи. В частности, в техническом задании на разработку конструкции печи весьма важно четкое выделение времени технологической выдержки. Как правило, технологами задается общее время выдержки с большим запасом, учитывающим значительную долю времени на выравнивание температу-

ры в сечении загрузки, часто не отвечающую реальным условиям нагрева ее в печи. Результатом этого являются излишнее завышение размеров рабочего пространства и габаритов печи и соответствующее снижение технико-экономических показателей. Правильно составленное техническое задание на разработку конструкции электрической печи сопротивления должно содержать следующие сведения о режиме нагрева загрузки:

а) предельную скорость нагрева, если имеются технологические ограничения ее;

б) допустимые отклонения от заданной температуры нагрева к моменту его окончания;

в) допустимое превышение температуры поверхности загрузки от заданной температуры нагрева на короткое время перед началом выравнивания температуры по ее сечению;

г) время технологической выдержки после достижения заданной температуры и равномерности нагрева;

д) предельную скорость охлаждения в печи, если требуется охлаждение в печи, а скорость охлаждения лимитируется технологией термообработки.

Помимо этого, в техническом задании рекомендуется приводить известные по аналогичным режимам термической обработки справочные данные, причем последние не должны являться директивными, ибо они могут в каждом конкретном случае корректироваться в процессе разработки конструкции печи.

Для достижения высоких технико-экономических показателей печи конструктор в пределах заданных технологических условий режима термообработки должен стремиться к максимальному сокращению времени нагрева и охлаждения загрузки, так как часто за счет этого можно значительно сократить габариты и тепловые потери печи. Кроме того, сокращение времени пребывания загрузки в печи может благоприятно сказываться на условиях нагрева; в частности, при этом уменьшаются потери металла в окислительной атмосфере.

### 3.3. УСЛОВИЯ НАГРЕВА ЗАГРУЗКИ В ПЕЧАХ С ПРЕОБЛАДАНИЕМ ИЗЛУЧЕНИЯ

Ниже рассматриваются основные методы расчета нагрева наиболее распространенной плоской загрузки.

Нагрев загрузки в садочной печи в известных пределах характеризуется постоянством температуры печи, кроме

специфического случая программного регулирования, когда температура печи изменяется по определенному заданному циклу. В отличие от этого в методической печи нагрев загрузки характеризуется постоянной во времени величиной теплового потока, выделяемого в каждой зоне печи.

Указанное положение не нарушается и при наличии избыточной мощности нагревательных элементов, которая в процессе работы печи снимается автоматическим регулированием. Соответственно двум указанным принципиально различным режимам нагрева необходимо применять различные методы расчета времени нагрева. Метод расчета времени нагрева в печи с постоянной температурой изложен в курсе основ теплопередачи [Л. 23]. Он обычно производится по вспомогательным графикам для расчета нагрева пластины и цилиндра, составленным Д. В. Будриным [Л. 16].

В зависимости от массивности загрузки, определяемой

критерием Био  $Bi = \frac{\alpha S}{\lambda} = \frac{\frac{S}{\lambda}}{\frac{T}{\alpha}}$  (отношение «внутреннего»

теплового сопротивления загрузки к «внешнему» по отношению к печному пространству), по этим графикам для каждого момента времени можно определить перепад температур между поверхностью и средним слоем загрузки. Задавшись допустимым по технологическим соображениям перепадом температур между поверхностью и средним слоем загрузки, можно определить время нагрева, по истечении которого средний слой ее достигнет требуемой температуры.

Метод расчета времени нагрева в печи с постоянным тепловым потоком разработан Г. П. Иванцовым [Л. 16]. При определении времени нагрева загрузки принципиально безразлично, исходить ли из известной зависимости температуры печи от времени или же из зависимости теплового потока от времени. Важно лишь, чтобы принятая в расчете исходная зависимость соответствовала действительным условиям теплового режима печи.

Распространенный в расчетах электрических печей метод определения времени нагрева, исходящий из постоянной температуры печи, обычно не соответствует реальным условиям теплового режима промышленных электрических печей сопротивления. Для методических печей он в общем

неприменим ввиду того, что температура методической печи по длине, как правило, является переменной.

Для садовых печей этот метод расчета является принципиально правильным, однако при его применении необходимо в ряде случаев учитывать возможность существенных погрешностей за счет нарушения постоянства температуры в печи в начальной стадии нагрева загрузки.

### 3-4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ НАГРЕВА ЗАГРУЗКИ В МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ С ПРЕОБЛАДАНИЕМ ИЗЛУЧЕНИЯ

В методической печи сопротивления процесс передачи тепла от внутренней поверхности печной камеры к теплопринимающей поверхности загрузки в условиях установившегося теплового режима протекает с постоянными во времени величинами тепловых потоков (для различных тепловых зон эти потоки могут быть различными). В каждой отдельно регулируемой тепловой зоне печи общая мощность, выделяемая нагревательными элементами при установившемся тепловом режиме, складывается из полезной мощности, воспринимаемой загрузкой, мощности, воспринимаемой тарой, нагреваемой вместе с загрузкой (лентой конвейера, поддонами, подставками, этажерками, корзинами и т. п.), и мощности, компенсирующей тепловые потери.

Математическим выражением теплового баланса зоны методической печи является уравнение

$$q_{\text{зоны}} = q_{\text{загрузки}} + q_{\text{тары}} + q_{\text{потерь}}, \quad (3-3)$$

где  $q_{\text{зоны}}$  — общее количество тепла, выделяемое нагревательными элементами зоны, *ккал/ч*;

$q_{\text{загрузки}}$  — количество тепла, расходуемое на нагрев загрузки в зоне, *ккал/ч*;

$q_{\text{тары}}$  — количество тепла, расходуемое на нагрев загрузочных приспособлений (поддоны, лента конвейера и т. п.) *ккал/ч*;

$q_{\text{потерь}}$  — количество тепла, теряемое рассматриваемой зоной (тепловые потери зоны) *ккал/ч*.

Для методических печей с непрерывным движением загрузки и стабильной величиной тепловых потерь, наиболее характерным представителем которых служит конвейерная печь с непрерывным движением ленты и неизменным состоянием загрузочного и разгрузочного проемов, выделяе-

мое нагревателями количество тепла в каждой зоне постоянно во времени. В толкательных печах, а также в конвейерных печах с периодическим движением загрузки величина  $q_{\text{зоны}}$ , строго говоря, не постоянна во времени, а пульсирует около некоторого среднего значения. В зависимости от режима нагрева загрузки, установленного в печи, соотношение между тремя указанными составляющими потребляемой мощности может быть различным. В частности, в зоне выдержки после окончания процесса нагрева загрузки вся потребляемая мощность расходуется практически только на покрытие тепловых потерь.

Ввиду того что в каждой тепловой зоне воспринимаемая загрузкой мощность не изменяется во времени, на единицу теплопринимающей поверхности загрузки поступает неизменный во времени удельный тепловой поток, выражаемый в практических расчетах в *ккал/м<sup>2</sup>·ч*. При равномерном распределении нагревательных элементов по длине зоны нагрева величина удельного теплового потока одинакова для всех точек теплопринимающей поверхности зоны. При неравномерном распределении нагревателей по длине зоны удельный тепловой поток, хотя он не изменяется во времени, для разных точек теплопринимающей поверхности оказывается различным.

Большой частью нагревательные элементы в пределах одной зоны нагрева размещаются равномерно. При этом условии каждая зона нагрева методической печи характеризуется определенным тепловым потоком на единицу теплопринимающей поверхности загрузки.

Ниже приводится краткое изложение метода расчета времени нагрева плоской загрузки толщиной  $2S$ , обогреваемой с двух сторон постоянным внешним тепловым потоком  $q_c = \text{const}$ . Те же результаты будут для одностороннего нагрева плоской загрузки толщиной  $S$  при том же значении удельного теплового потока  $q_c$ .

Для нагрева плоской загрузки при поверхностных условиях второго рода, т. е. при заданном изменении теплового потока, основное дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье  $\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$  может быть преобразовано следующим образом. Дифференцирование обеих частей уравнения по  $x$  дает:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial t}{\partial \tau} \right) = a \frac{\partial^3 t}{\partial x^3}$$



или

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right) = a \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right).$$

Поскольку  $\frac{\partial t}{\partial x} \lambda = -q$  ( $q$  — величина теплового потока через единицу поверхности в единицу времени;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности), в преобразованном дифференциальном уравнении Фурье температура может быть заменена удельным тепловым потоком:

$$\frac{\partial q}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 q}{\partial x^2}.$$

Решение этого дифференциального уравнения имеет следующий вид:

$$t = \frac{q_c S}{2\lambda} \left[ \frac{2a\tau}{S^2} + \left( \frac{x}{S} \right)^2 - \frac{1}{3} + \sum_{l=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{l+1}}{\varepsilon_l^2} \cos \varepsilon_l \frac{x}{l} e^{-\frac{\varepsilon_l^2 a\tau}{S^2}} \right], \quad (3-4)$$

где  $t$  — температура любой точки сечения, °С;

$q_c$  — тепловой поток, воспринимаемый единицей поверхности пластины в единицу времени,  $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ;

$S$  — половина толщины пластины в случае двустороннего и полная толщина в случае одностороннего нагрева,  $\text{м}$ ;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности пластины,  $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ ;

$a = \frac{\lambda}{c\gamma}$  — коэффициент температуропроводности пластины,  $\text{м}^2/\text{ч}$ ; здесь  $c$  — удельная теплоемкость материала,  $\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$ ;

$\gamma$  — объемный вес загрузки,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\tau$  — время нагрева,  $\text{ч}$ ;

$x$  — переменная координата в направлении толщины пластины, отсчитываемая от средней плоскости при двустороннем нагреве и от необогреваемой плоскости при одностороннем нагреве,  $\text{м}$ ;

$$\varepsilon_l = \pi l \quad (l = 1, 2, 3 \dots \infty).$$

Это же решение в критериальной форме имеет более простой вид:

$$t = \frac{q_c S}{2\lambda} \Phi \left( \frac{a\tau}{S^2}; \frac{x}{S} \right), \quad (3-5)$$

причем значения функции  $\Phi$  могут быть приняты из графика на рис. 3-1. График показывает, что при  $\frac{a\tau}{S^2} > 0,3$  зависимость температуры от времени носит прямолинейный характер. Для этого условия

$$t = \frac{q_c S}{2\lambda} \left[ \frac{2a\tau}{S^2} + \left( \frac{x}{S} \right)^2 - \frac{1}{3} \right], \quad (3-6)$$

т. е. распределение температур по толщине пластины имеет вид параболической зависимости.

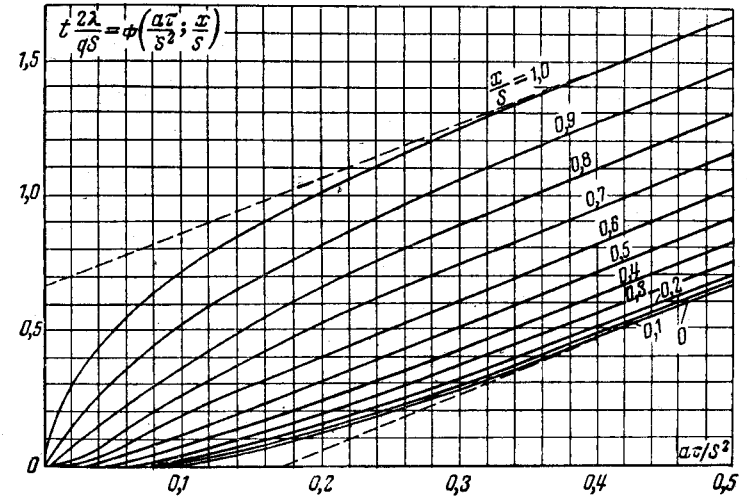


Рис. 3-1. График нагрева плоской загрузки постоянным тепловым потоком.

Из предыдущего уравнения легко получить выражение для температуры обогреваемой поверхности ( $x=S$ ):

$$t_{\pi} = \frac{q_c S}{2\lambda} \left( \frac{2a\tau}{S^2} + \frac{2}{3} \right), \quad (3-7)$$

и аналогично для средней поверхности при двустороннем нагреве и для необогреваемой поверхности при одностороннем нагреве ( $x=0$ )

$$t_c = \frac{q_c S}{2\lambda} \left( \frac{2a\tau}{S^2} - \frac{1}{3} \right). \quad (3-8)$$

Соответственно этому разность температур в сечении пластины

$$\Delta t_c = t_n - t_c = \frac{q_c S}{2\lambda}. \quad (3-9)$$

Для момента времени  $\tau_0 \approx 0,3 \frac{S^2}{a}$ , ограничивающего начальный участок нагрева пластины постоянным тепловым потоком, температура поверхности связана с перепадом температур в сечении пластины выражением

$$t_{no} = \frac{q_c S}{2\lambda} \left( \frac{2a \cdot 0,3 S^2}{S^2 a} + \frac{2}{3} \right) = 1,27 \frac{q_c S}{2\lambda} = 1,27 \Delta t_c. \quad (3-10)$$

В этот же момент времени

$$t_{co} = t_{no} - \Delta t_c = 1,27 \Delta t_c - \Delta t_c = 0,27 \Delta t_c. \quad (3-11)$$

По истечении начального периода нагрева длительностью  $\tau_0$  наступает так называемый „регулярный“ режим, при котором температура растет во всех точках поперечного сечения пластины с постоянной скоростью  $\vartheta_c = \text{const}$ .

Эта скорость повышения температуры, измеряемая в град/ч для плоской загрузки, определяется из формулы (3-6):

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \vartheta_c = \frac{q_c S}{2\lambda} \left[ \frac{2a\tau}{S^2} \right] = \frac{q_c}{c\gamma S}. \quad (3-12)$$

Для удобства дальнейших расчетов обозначим величину  $\frac{q_c S}{2\lambda}$  через  $K$ . Размерность этой величины  $[K] = ^\circ\text{C}$ . Величина  $K$  представляет собой установившийся перепад температур в сечении плиты и по своей физической сущности характеризует степень массивности загрузки, нагреваемой постоянным тепловым потоком  $q_c$ . Для одной и той же загрузки степень массивности пропорциональна интенсивности теплового потока, воспринимаемого поверхностью загрузки.

В графике на рис. 3-1 нагрева пластины постоянным тепловым потоком, составленном в безразмерных единицах, величина  $K$  является коэффициентом пересчета от относительных температур  $t'$  к действительным  $t$ :

$$t = t' K. \quad (3-13)$$

Пересчет от относительных безразмерных значений времени нагрева  $\tau'$  к действительным значениям  $\tau$  производится по формуле

$$\tau = \tau' \frac{S^2}{a}. \quad (3-14)$$

Нетрудно показать, что  $\frac{S^2}{a} = \frac{2K}{\vartheta_c}$ ; поэтому пересчет от относительных значений времени нагрева  $\tau'$  к действительным значениям  $\tau$  может выполняться по формуле

$$\tau = \tau' \frac{2K}{\vartheta_c}. \quad (3-15)$$

Несмотря на кажущееся усложнение пересчета от относительного времени к действительному через величину  $\frac{2K}{\vartheta_c}$ , расчет времени нагрева может проводиться без применения вспомогательного коэффициента температуропроводности.

#### Пример.

Определить время нагрева стальной плиты толщиной  $2S = 100$  мм при постоянном тепловом потоке интенсивностью  $q_c = 14\,000$  ккал/м<sup>2</sup>·ч. Нагрев двусторонний. Данные для расчета:  $\gamma = 7\,850$  кг/м<sup>3</sup>;  $c = 0,17$  ккал/кг·град

$$\lambda = 35 \text{ ккал/м·град·ч;}$$

$$a = \frac{\lambda}{c\gamma} = \frac{35}{0,17 \cdot 7\,850} = 0,262 \text{ м}^2/\text{ч;}$$

начальная температура плиты  $+10^\circ\text{C}$ ; заданная температура нагрева  $t = 900^\circ\text{C}$  с допусаемым отклонением  $\pm 10^\circ\text{C}$ .

#### Решение

Установившийся перепад температур в сечении плиты

$$\Delta t_c = K = \frac{q_c S}{2\lambda} = \frac{14\,000 \cdot 0,05}{2 \cdot 35} = 10^\circ\text{C}.$$

Температура поверхности плиты к моменту времени  $\tau_0$

$$t_{no} = t_0 + 1,27 \Delta t_c = 10 + 1,27 \cdot 10 = 22,7^\circ\text{C}.$$

Температура средней плоскости плиты к этому же моменту времени

$$t_{co} = t_0 + 0,27 \Delta t_c = 10 + 0,27 \cdot 10 = 12,7^\circ\text{C};$$

скорость нагрева плиты в регулярном режиме

$$\vartheta_c = \frac{q_c}{c\gamma S} = \frac{14\,000}{0,17 \cdot 7\,850 \cdot 0,05} = 210^\circ\text{C}/\text{ч;}$$

время нагрева поверхности плиты с температуры  $t_{п0}$  до  $t$

$$\tau_1 = \frac{t - t_{п0}}{\vartheta_c} = \frac{910 - 22,7}{210} = \frac{887,3}{210} = 4,22 \text{ ч};$$

длительность начальной стадии нагрева

$$\tau_0 = 0,3 \frac{S^2}{a} = 0,3 \frac{2K}{\vartheta_c} = 0,3 \frac{2 \cdot 10}{210} = 0,0286 \text{ ч, т. е. } 1,72 \text{ мин.}$$

Суммарное время нагрева поверхности плиты от  $t_0$  до  $t$   $\tau = \tau_0 + \tau_1 = 0,0286 + 4,22 = 4,2486 \text{ ч, т. е. } 4 \text{ ч } 15 \text{ мин};$  за это время температура средней плоскости плиты достигнет

$$t_c = t - \Delta t_c = 910 - 10 = 900^\circ \text{C}.$$

Весь этот расчет полностью отвечает случаю нагрева такой же плиты, но толщиной  $S$  при одностороннем нагреве.

В приведенном примере был дан расчет времени нагрева пластины до достижения ее поверхностью заданной температуры, причем это время складывается из времени начальной стадии нагрева  $\tau_0$  и времени регулярного режима  $\tau_1$ . При параболическом распределении температуры в сечении пластины для завершения процесса нагрева пластины постоянным тепловым потоком поверхность ее должна быть перегрета на величину  $\frac{2}{3} \Delta t_c$  сверх заданной номинальной температуры нагрева  $t$ , так как лишь при этом условии пластина воспримет полное количество тепла, необходимое для ее нагрева. Для такого режима суммарное время нагрева пластины  $\tau$  должно включать также время перегрева поверхности  $\tau_2$ , определяемое по формуле

$$\tau_2 = \frac{2}{3} \frac{\Delta t_c}{\vartheta_c}. \quad (3-16)$$

Общее время нагрева в этом случае

$$\tau = \tau_0 + \tau_1 + \tau_2. \quad (3-17)$$

Более простым способом суммарное время нагрева плоской загрузки постоянным тепловым потоком с перегревом поверхности может быть определено исходя из следующих соображений. По графику на рис. 3-1 пересечение прямой, определяющей рост температуры поверхности в регулярном режиме, с осью ординат происходит в точке, соответствующей относительной температуре  $t'_0 = 0,67$ . В то же

время относительная температура перегрева поверхности сверх заданной температуры нагрева определяется безразмерной величиной

$$\Delta t'_{пер} = \frac{\frac{2}{3} K}{K} = \frac{2}{3} = 0,67.$$

Отсюда следует, что при нагреве плоской загрузки постоянным тепловым потоком с перегревом поверхности на величину  $\frac{2}{3} \Delta t_c$  полное время может определяться без подразделения на составляющие по формуле

$$\tau = \frac{t - t_0}{\vartheta_c}, \quad (3-18)$$

где  $t$  — заданная номинальная температура нагрева,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_0$  — начальная температура загрузки,  $^\circ\text{C}$ ;

В условиях предыдущего примера полное время нагрева плиты

$$\tau = \frac{900 - 10}{210} = 4,24 \text{ ч.}$$

Применительно к режиму нагрева загрузки с постоянной во времени величиной теплового потока целесообразно следующее определение степени массивности загрузки:

а) Тонкой называется загрузка, в поперечном сечении которой устанавливается перепад температур, не превышающий допустимого отклонения от заданной температуры нагрева.

б) Массивной называется загрузка, в поперечном сечении которой устанавливается перепад температур, превышающий допустимое отклонение от заданной температуры нагрева.

Для тонкой загрузки конечная стадия нагрева может проходить с постоянным тепловым потоком, а последующее выравнивание температуры в сечении загрузки не требует подвода тепла к загрузке. Для массивной загрузки в конечной стадии нагрева требуется уменьшение интенсивности теплового потока.

Так как степень массивности определяется не только толщиной и теплопроводностью загрузки, но и интенсивностью теплового потока, воспринимаемого ее поверхностью, можно соответствующим распределением мощности в зонах нагрева методической печи получить в последней

зоне нагрева такую интенсивность теплового потока, которая обеспечит окончание нагрева с допусаемым по технологическим условиям перепадом температур в сечении загрузки.

Иначе говоря, если данная загрузка при наличии одной зоны нагрева в методической печи с равномерным распределением мощности по длине оказывается массивной, то при разделении участка нагрева на несколько зон или распределении нагревателей с уменьшением их плотности по ходу движения загрузки, даже в пределах одной зоны, можно добиться, что загрузка к концу нагрева окажется тонкой.

На выравнивание температуры по сечению загрузки до заданной, т. е. допусаемой по условиям технологического процесса нагрева, степени равномерности требуется время, длительность которого зависит от:

- а) исходного перепада температур по сечению загрузки к моменту начала выравнивания  $\Delta t_c$ ;
- б) конечного перепада температур по сечению, определяемого условиями технологии нагрева,  $\Delta t_{зад}$ ;
- в) условия ведения процесса выравнивания — с подводом или без подвода тепловой мощности;
- г) степени массивности загрузки.

В методических электрических печах сопротивления могут применяться два способа выравнивания температуры в сечении загрузки:

- а) без подвода тепловой мощности с предварительным перегревом поверхности на величину  $\frac{2}{3} \Delta t_c$  сверх заданной температуры нагрева  $t$ ;
- б) с подводом тепловой мощности без предварительного перегрева поверхности загрузки.

Выбор способа выравнивания температуры определяется условиями ведения технологического процесса нагрева. Если загрузка безболезненно допускает перегрев поверхности сверх заданной температуры нагрева на величину  $\frac{2}{3} \Delta t_c$ , следует применять первый способ, дающий минимальное время выравнивания.

На рис. 3-2 и 3-3 даны графики выравнивания температуры в сечении плоской загрузки по двум указанным режимам. Как и в графике нагрева плоской загрузки, пере-

счет от относительных величин времени выравнивания к действительным производится по формуле (3-14):

$$\tau_{выр} = \tau'_{выр} \frac{2K}{\vartheta_c} = \tau'_{выр} \frac{S^2}{a},$$

где  $\tau_{выр}$  — действительное время выравнивания температуры с момента начала выравнивания до момента установления в сечении загрузки заданной неравномерности  $\Delta t_{зад}$ .

В практических применениях графиков выравнивания пересчет от относительных температур к действительным



Рис. 3-2. График выравнивания температур в плоской стенке при условии, что тепловой поток через поверхность равен нулю.  
1 — температура наружной поверхности; 2 — температура средней поверхности.

не является необходимым, так как в конечном счете для определения длительности процесса выравнивания важно лишь отношение заданного перепада температур  $\Delta t_{зад}$  к исходному перепаду  $\Delta t_c$ .

Для тонкой загрузки, нагреваемой постоянным тепловым потоком, этап нагрева заканчивается в момент, когда ее поверхность достигает температуры  $t_{зад} + \frac{2}{3} \Delta t_c$ , поскольку к этому моменту загрузка получит полное количество тепла, потребного на нагрев до заданной температуры. При этом последующее выравнивание температуры по окончании нагрева в методической печи может производиться в зоне технологической выдержки, для которой характерно отсутствие теплового потока к поверхности нагретой загрузки.

Для массивной загрузки этап нагрева заканчивается лишь тогда, когда ее середина достигает температуры, отличающейся от заданной температуры нагрева на величину допусаемого отклонения, обусловленного особенно-

стями технологического режима термообработки. Начиная с момента, когда температура поверхности массивной загрузки достигает заданной, загрузка должна получать переменный тепловой поток, плавно спадающий во времени от исходного значения  $q_c$  до нуля.

В методической печи такой способ принципиально возможен при условии выделения конечного участка нагрева

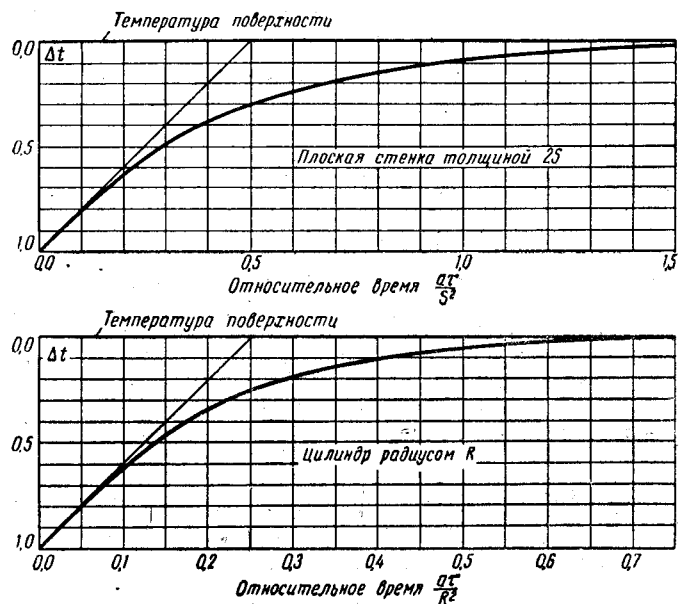


Рис. 3-3. Графики выравнивания температур в средней плоскости пластины толщиной  $2S$  и на оси цилиндра радиусом  $R$  при постоянной температуре поверхности.

в самостоятельно регулируемую тепловую зону с постепенным уменьшением мощности на единицу длины рабочего пространства за счет постепенного разрежения нагревательных элементов по ходу движения загрузки. Таким образом, определение длины участка нагрева и распределение мощности необходимо производить с учетом степени массивности нагреваемой загрузки, относя время выравнивания температуры по сечению загрузки либо к зоне выдержки (для тонкой загрузки), либо к последней зоне нагрева (для массивной загрузки).

В методической печи при нагреве тонкой загрузки принципиально можно ограничиться одной тепловой зоной на-

грева и вести нагрев от начала до конца с постоянной скоростью повышения температуры. При массивной загрузке вести нагрев в одной тепловой зоне можно только при неравномерном распределении мощности по длине зоны (падающей интенсивности теплового потока по ходу движения загрузки). Равномерное распределение мощности по длине зон нагрева приводит к необходимости разбивки участка нагрева в случае массивной загрузки на две или более тепловые зоны.

Специальным размещением мощности по длине рабочего пространства для определенной загрузки в условиях методической печи принципиально можно обеспечить такую же кривую нагрева, как и в садочной печи с постоянной температурой. В этом и только в этом частном случае к методической печи мог бы быть обоснованно применен метод расчета времени нагрева загрузки, исходящий из постоянства температуры печи.

В изложенной методике определения времени нагрева загрузки постоянным тепловым потоком температура печи непосредственно не фигурирует. Однако, анализируя условия нагрева постоянным тепловым потоком, можно для каждого момента времени найти температуру печи, зная температуру тепловоспринимающей поверхности загрузки, интенсивность теплового потока, а также коэффициент взаимного излучения излучающей поверхности печи и загрузки. При этом под температурой печи согласно определению Г. П. Иванцова следует понимать температуру, которую показала бы термомпара, расположенная в непосредственной близости от загрузки, но защищенная от нее экраном и «видящая» только внутреннюю поверхность стенки печной камеры.

Температура печи определяется из основного уравнения теплопередачи излучением:

$$q_c = C_{пр} \left[ \left( \frac{T_{печи}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{пов}}{100} \right)^4 \right], \quad (3-19)$$

где  $q_c$  — интенсивность теплового потока (излучения),  $ккал/м^2 \cdot ч$ ;

$C_{пр}$  — приведенный коэффициент взаимного излучения внутренней поверхности печи и поверхности загрузки,  $ккал/м^2 \cdot ^\circ K^4 \cdot ч$ ;

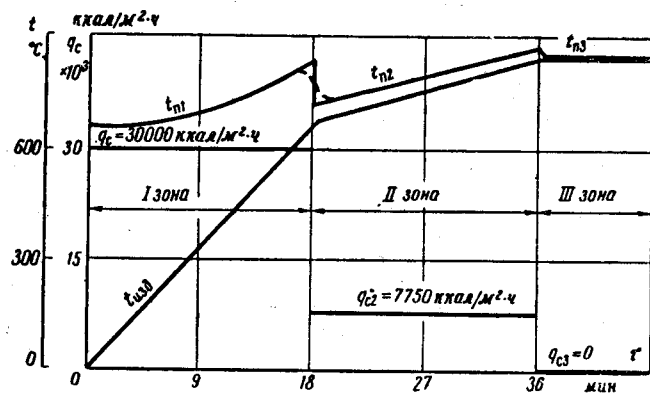
$T_{печи}$  — температура печи (усредненная температура излучающей поверхности стенки и нагревателей),  $^\circ K$ ;

$T_{пов}$  — температура тепловоспринимающей поверхности загрузки,  $^\circ K$ .

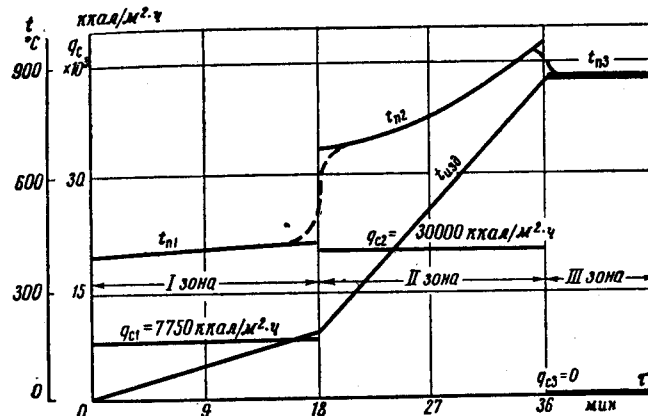
Из этого уравнения следует, что при наличии постоянного теплового потока, что является характерным для отдельной зоны нагрева методической печи сопротивления с равномерным размещением нагревательных элементов по длине, температура печи не может быть постоянной, а должна непрерывно изменяться с изменением температуры загрузки. А так как в этой печи загрузка непрерывно или периодически перемещается, то температура печи

в зонах нагрева является переменной, повышающейся по ходу движения загрузки.

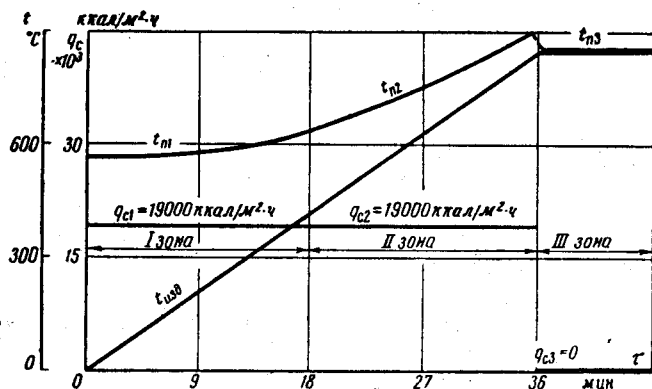
Распределение температуры печи и температуры поверхности тонкой загрузки при различных интенсивностях излучения на единицу тепловоспринимающей поверхности загрузки в методической печи сопротивления с двумя зонами нагрева равной длины представлено на графиках на рис. 3-4, полученных следующим образом.



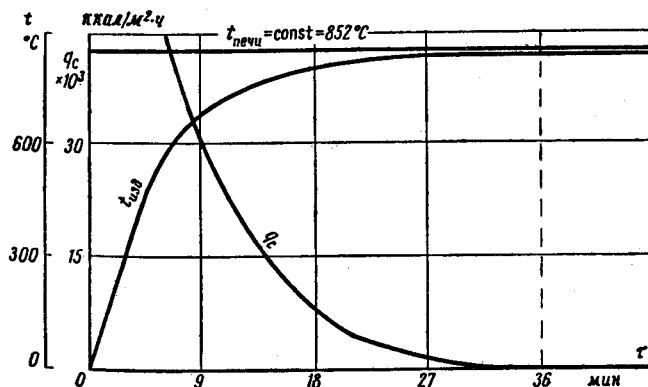
а)



б)



б)



2)

Рис. 3-4. Графики нагрева тонкой стальной пластины в условиях пребывания загрузки в печи  $\tau = 45$  мин. исходя из одинакового времени  
а) — нагрев в методической печи при  $q_{c1} > q_{c2}$ ; б) — то же при  $q_{c1} = q_{c2}$ ;  
Исходные данные, принятые в расчетах:  $2S = 20$  мм;  $\gamma = 7850$  кг/м<sup>3</sup>;

влиях методической и садочной печей; режимы нагрева подопреживания загрузки в печи  $\tau = 45$  мин.  
б) — то же при  $q_{c1} < q_{c2}$ ; 2) — нагрев в садочной печи при  $t_{печи} = const$ ,  $\lambda = 35$  ккал/м·г рад·ч;  $C_{пр} = 4,0$  ккал/м<sup>2</sup>·°К<sup>4</sup>·ч.

Для плоской загрузки, характеризующейся конкретными данными, задаваясь временем пребывания в печи  $\tau = 45$  мин, в том числе 36 мин нагрева и 9 мин выдержки, приняты три варианта кривой нагрева: в первом варианте загрузка к концу первой зоны приобретает температуру  $680^\circ\text{C}$ , во втором  $425^\circ\text{C}$  и в третьем  $170^\circ\text{C}$ . Соответственно трем различным кривым нагрева по известным величинам температуры и времени определялись скорости нагрева I и II зонах, по которым, пользуясь соотношением (3-12), высчитывались величины необходимых тепловых потоков  $q_{c1}$  и  $q_{c2}$ .

Графики наглядно показывают, что в методической печи в зависимости от распределения мощности между отдельными зонами можно обеспечить различные режимы нагрева. При одинаковых величинах интенсивности теплового потока во всех зонах загрузка нагревается от начала до конца с одной и той же скоростью. При падающей интенсивности теплового потока кривая нагрева представляет собой ломаную линию, напоминающую кривую нагрева в печи с постоянной температурой. Наконец, при возрастающей интенсивности теплового потока кривая нагрева приближается к восходящей параболе.

На графиках на рис. 3-4 также нанесены кривые распределения температур печи, показывающие, что наименьшее значение максимальной температуры методической печи бывает при падающей интенсивности теплового потока и кривые интенсивности тепловых потоков, подчеркивающие общеизвестное положение о неудовлетворительном использовании установленной мощности садочной электрической печи сопротивления.

На рис. 3-5 показаны графики, характеризующие форсированный нагрев плоской загрузки в методической электрической печи сопротивления с постоянной температурой, которая в некоторых случаях может быть обеспечена за счет соответствующего распределения нагревательных элементов в зонах нагрева с постепенным уменьшением интенсивности теплового потока, воспринимаемого загрузкой.

Методическая печь в сравнении с садочной обладает существенным преимуществом, так как в ней можно проводить различные режимы нагрева загрузки при наилучшем использовании установленной мощности печи.

При рациональном неравномерном распределении нагревательных элементов вдоль участка нагрева с падающей интенсивностью нагрева по ходу движения загрузки

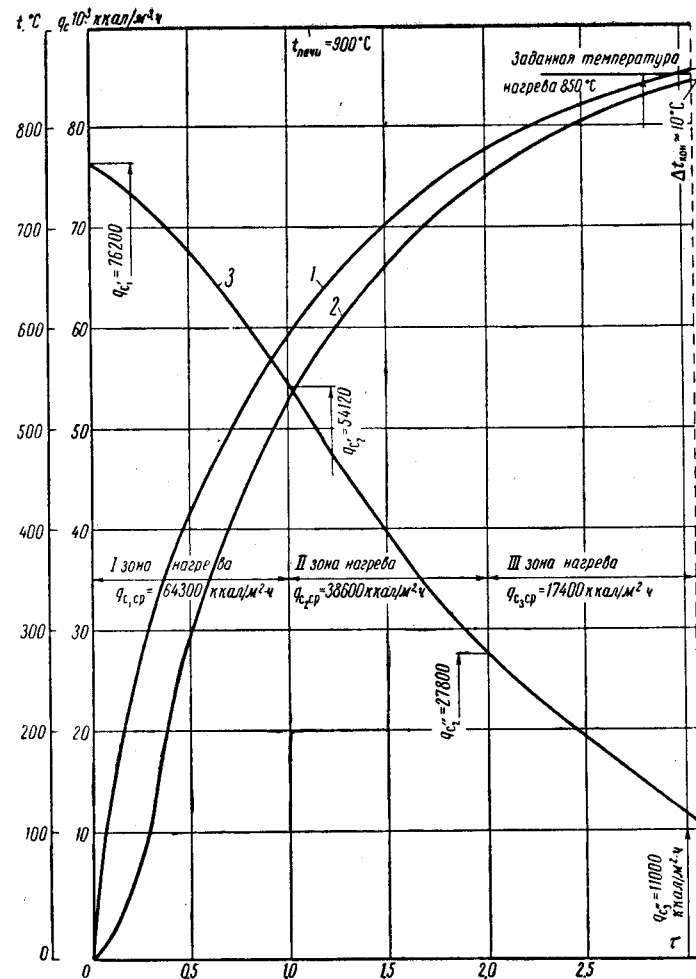


Рис. 3-5. Форсированный нагрев плоской загрузки в методической печи с постоянной температурой (расчет времени нагрева — по вспомогательным графикам Д. В. Будрина).

1 — температура поверхности загрузки; 2 — температура средней плоскости загрузки; 3 — интенсивность теплового потока.

Исходные данные, принятые в расчетах;  $2S = 200$  мм;  $c = 0,17$  ккал/кг·град;  $\gamma = 7850$  кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda = 35$  ккал/м·град·ч;  $C_{пр} = 4,0$  ккал/м<sup>2</sup>·°K<sup>4</sup>·ч;  $t_{нач} = 16^\circ\text{C}$ ;

$\Delta t_{зад} = 850 \pm 10^\circ\text{C}$ ;  $t_{печи} = 900^\circ\text{C}$ .

принципиально можно ограничиться одной тепловой зоной нагрева. В этом случае ограничением является предельная мощность зоны, лимитируемая коммутационной аппаратурой: для контактора четвертой величины предельной мощностью трехфазной зоны при напряжении сети 380 в следует считать 160—180 квт и лишь в виде исключения — до 200 квт.

Ступенчатый нагрев загрузки в многозонной методической печи характеризуется особенностями, которые необходимо учитывать при определении времени нагрева и выравнивания температуры загрузки. Предположим, что некоторая плоская загрузка нагревается в первой зоне методической печи с интенсивностью теплового потока  $q_{c1}$ , во второй — с интенсивностью  $q_{c2}$  и в третьей — с интенсивностью  $q_{c3}$ , причем  $q_{c1} > q_{c2} > q_{c3}$ .

Будем считать, что степень массивности загрузки такова, что в первой зоне нагрева успевает установиться регулярный режим, т. е. режим с установившимся (максимальным) перепадом температур в сечении загрузки  $\Delta t_{c1}$ .

Начальный участок нагрева во второй зоне принципиально отличается от соответствующего участка первой, поскольку в сечении загрузки за время нагрева в первой зоне создалось неравномерное распределение температуры.

С учетом переходного процесса от режима нагрева одной зоны к режиму нагрева последующей Г. П. Иванов дает способ построения кривой нагрева загрузки при ступенчатых изменениях интенсивности теплового потока, что является характерным для условий нагрева в многозонной электрической печи сопротивления.

Нагрев в первой зоне происходит при постоянном тепловом потоке интенсивностью  $q_{c1}$ , и построение кривой нагрева поверхности и среднего слоя загрузки для этого потока не представляет затруднений. В расчете предполагается, что поток  $q_{c1}$  имеет место от начала первой зоны до конца периода нагрева. Тогда с начала второй зоны на тепловой поток  $q_{c1}$  накладывается до конца периода нагрева фиктивный тепловой поток интенсивностью  $q'_{c2} = -(q_{c1} - q_{c2})$ .

С начала второй зоны и до конца периода нагрева строится кривая нагрева поверхности и среднего слоя загрузки от потока  $q'_{c2}$ .

С начала третьей зоны к тепловым потокам  $q_{c1}$  и  $q'_{c2}$  добавляется до конца периода нагрева третий тепловой поток  $q'_{c3} = -(q_{c2} - q_{c3})$ , и для этого потока строится кривая нагрева поверхности и среднего слоя загрузки.

Суммированием трех полученных кривых нагрева от потоков  $q_{c1}$ ,  $q'_{c2}$  и  $q'_{c3}$  получается результирующая кривая нагрева загрузки, отвечающая реальным условиям нагрева в трехзонной методической печи с интенсивностями тепловых потоков  $q_{c1}$ ,  $q_{c2}$  и  $q_{c3}$ .

Пример построения кривой нагрева плоской загрузки толщиной  $2S = 400$  мм в методической печи, имеющей четыре зоны нагрева с интенсивностями тепловых потоков  $q_{c1} = 20\,000$  ккал/м<sup>2</sup>·ч;  $q_{c2} = 10\,500$  ккал/м<sup>2</sup>·ч;  $q_{c3} = 5\,500$  ккал/м<sup>2</sup>·ч и  $q_{c4} = 2\,000$  ккал/м<sup>2</sup>·ч, дан в виде графика на рис. 3-6.

Расчет нагрева проведен для загрузки в виде мелких стальных изделий, укладываемых навалом в поддоны с высокими бортами.

При разделении участка нагрева методической печи на несколько самостоятельно регулируемых тепловых зон, как правило, в первой тепловой зоне принимается максимальная, а в последней зоне нагрева — минимальная интенсивность нагрева загрузки. Такой режим нагрева в методической печи является наиболее целесообразным по двум соображениям:

а) При этом отпадает необходимость держать чрезмерно повышенные температуры печи в последних зонах нагрева, что дает снижение тепловых потерь и повышение стойкости нагревательных элементов.

б) Чем меньше интенсивность теплового потока в последней зоне нагрева, тем меньше перепад температур по сечению загрузки перед началом выдержки, что особенно важно для нагрева массивной загрузки.

Максимально допустимая интенсивность теплового потока для последней зоны нагрева методической печи определяется из соотношения

$$q_{c \text{ макс}} = \frac{3\Delta t_{п \text{ макс}} \cdot \lambda}{S}, \quad (3-20)$$

где  $q_{c \text{ макс}}$  — максимальная интенсивность теплового потока, воспринимаемого поверхностью загрузки в последней зоне нагрева, ккал/м<sup>2</sup>·ч;

$\Delta t_{п \text{ макс}}$  — максимально допустимая величина перегрева поверхности загрузки против заданной температуры нагрева, °С.



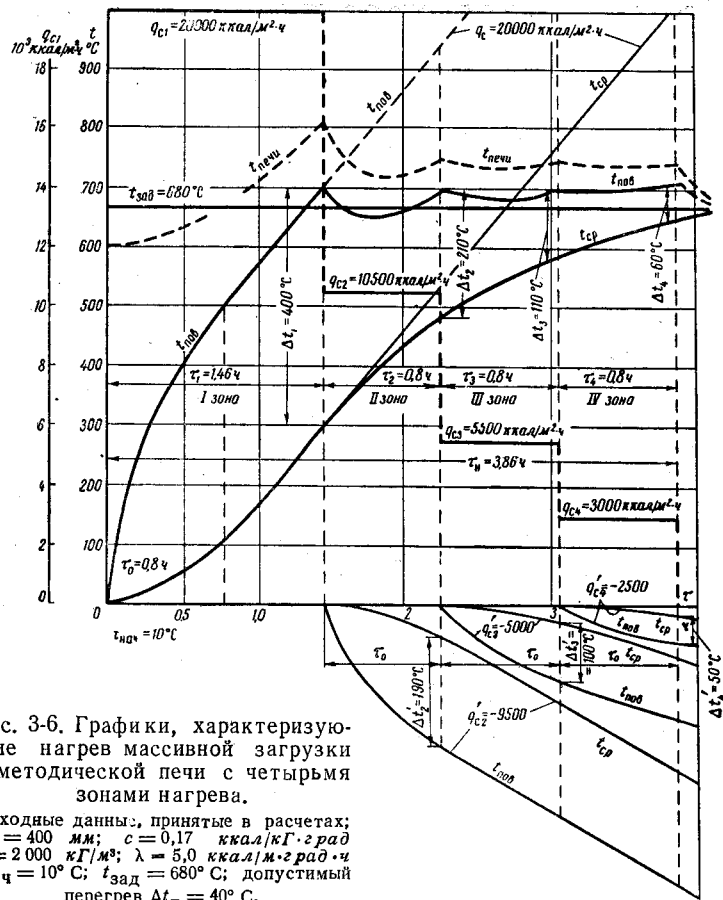


Рис. 3-6. Графики, характеризующие нагрев массивной загрузки в методической печи с четырьмя зонами нагрева.

Исходные данные, принятые в расчетах:  
 $2S = 400 \text{ мм}$ ;  $c = 0,17 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$   
 $\rho = 2000 \text{ кг/м}^3$ ;  $\lambda = 5,0 \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$   
 $t_{\text{нач}} = 10^\circ \text{ С}$ ;  $t_{\text{зад}} = 680^\circ \text{ С}$ ; допустимый перегрев  $\Delta t_{\text{п}} = 40^\circ \text{ С}$ .

Связь между интенсивностью теплового потока, воспринимаемого поверхностью загрузки в любой зоне нагрева методической печи, и мощностью, потребляемой нагревательными элементами этой зоны, обуславливается тепловым балансом зоны в установившемся тепловом режиме:

$$Q = q_c F + Q_{\text{пот}}, \quad (3-21)$$

где  $Q$  — тепло, выделяемое нагревательными элементами рассматриваемой зоны нагрева,  $\text{ккал/ч}$ ;

$F$  — тепловоспринимающая поверхность плоской загрузки,  $\text{м}^2$ ;

$Q_{\text{пот}}$  — тепловые потери рассматриваемой зоны нагрева,  $\text{ккал/ч}$ .

Установленная мощность зоны принимается исходя из расчетной величины потребляемой мощности:

$$P_{\text{уст}} = \frac{Q}{860} k_{\text{изб}}, \quad (3-22)$$

где  $k_{\text{изб}}$  — коэффициент избытка мощности, которым обычно задаются при определении мощности всех электрических печей сопротивления.

С учетом приведенных выше соображений можно рекомендовать следующий порядок теплового расчета методической электрической печи сопротивления, при котором время нагрева загрузки определяют в увязке с энергетическими возможностями печи:

1. Принимают определенную систему укладки загрузки в рабочем пространстве печи, т. е. выбирают расчетные размеры поперечного сечения слоя нагреваемой загрузки.

2. Устанавливают расчетные параметры загрузки — объемный вес, теплоемкость, теплопроводность; при сложной загрузке, как например, мелкие изделия навалом, необходимо опытным путем установить хотя бы ориентировочные значения величин объемного веса и приведенной теплопроводности с учетом промежутков между отдельными деталями.

3. Задавшись значением интенсивности теплового потока для конечного участка нагрева (исходя из допустимой температуры печи на этом участке для конкретного материала нагревательных элементов), выясняют возможность нагрева загрузки в одной тепловой зоне. Если для данной интенсивности теплового потока на поверхность изделия время нагрева не противоречит технологическим условиям и экономической эффективности процесса, а перепад температур по сечению загрузки позволяет выравнивать температуру без подвода мощности к загрузке, то возможно проведение нагрева в одной тепловой зоне. Если же нагрев в одной тепловой зоне невозможен или нецелесообразен, следует разбить кривую нагрева на две или более части и для каждой части, задаваясь интенсивностями теплового потока (опять-таки исходя из допустимых температур печи в конечных участках каждой зоны нагрева), определять составляющие времени нагрева. Для максимального использования печи с точки зрения ее тепловых возмож-

ностей целесообразно задаваться во всех зонах нагрева максимальной температурой печи, которая может быть обеспечена без ущерба для стойкости нагревательных элементов.

4. Имея расчетные величины времени нагрева в каждой зоне и время выдержки и исходя из требуемой производительности и погонной загрузки печи, определяют длины тепловых зон и общую длину рабочего пространства печи.

5. По принятым величинам температуры печи с учетом основных размеров и материалов футеровки печной камеры определяют тепловые потери печи для каждой тепловой зоны. В практических расчетах тепловые потери печи обычно определяют упрощенно для всей печной камеры в целом, условно принимая температуру печи постоянной и равной максимальной температуре нагрева загрузки.

6. По намеченным в п. 3 величинам интенсивности теплового потока с учетом суммарной тепловоспринимающей поверхности загрузки определяют величины мощности, поступающей в загрузку в каждой зоне нагрева. Величина полезной мощности в каждой зоне нагрева может быть определена и другим путем:

$$Q_{\text{полезн}} = Gc(t'_2 - t'_1), \quad (3-23)$$

где  $G$  — заданная производительность методической печи,  $\text{кг/ч}$ ;

$c$  — расчетная теплоемкость загрузки,  $\text{ккал/кг}\cdot\text{град}$ ;

$t'_2$  — расчетная температура загрузки в конце зоны нагрева,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $c$  с учетом параболического распределения температуры в сечении загрузки

$$t'_2 = t_{n2} - \frac{2}{3} \Delta t_{c2},$$

где  $t_{n2}$  — температура поверхности загрузки в конце рассматриваемой зоны нагрева,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_{c2}$  — установившийся перепад температур в сечении загрузки в конце рассматриваемой зоны нагрева,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$t'_1 = t_{n1} - \frac{2}{3} \Delta t_{c1},$$

где  $t_{n1}$  и  $\Delta t_{c1}$  — соответствующие величины, относящиеся к началу рассматриваемой или, что то же, к концу предыдущей зоны нагрева.

7. В зависимости от степени массивности вспомогательных транспортных устройств, нагреваемых вместе с загрузкой (поддоны, подставки, этажерки, ленты конвейера и т. п.), определяют тепловую мощность, необходимую в отдельных зонах для их нагрева. Как правило, массивность транспортных устройств значительно меньше массивности полезной загрузки, поэтому мощность для их нагрева следует относить к первой зоне нагрева. Если же массивность транспортных устройств соизмерима с массивностью полезной загрузки, то мощность для их нагрева следует распределять между отдельными зонами нагрева пропорционально полезной мощности зон.

8. По мощности тепловых потерь, полезной мощности и мощности, необходимой на нагрев транспортных устройств, определяют потребные мощности каждой зоны печи, а затем с учетом необходимых коэффициентов избытка принимают величины установленной мощности всех зон печи. Приближенное разделение суммарных тепловых потерь печной камеры между отдельными зонами производят пропорционально теплоотдающей поверхности каждой зоны с учетом местных потерь тепла, как, например, потери через загрузочные и разгрузочные отверстия печи.

Изложенная выше методика определения времени нагрева плоской загрузки соответствует большинству практических случаев загрузки. В отдельных случаях имеет место нагрев одиночной цилиндрической загрузки, помещаемой внутрь печной камеры.

Время нагрева цилиндра радиально направленным постоянным тепловым потоком определяют по формуле, аналогичной формуле для нагрева плоской загрузки:

$$\vartheta = \frac{2q_c}{c\gamma R}, \quad (3-24)$$

где  $R$  — радиус цилиндра,  $\text{м}$ , а остальные величины те же что и при нагреве плоской загрузки.

По сравнению с плоской загрузкой толщиной  $2S$  цилиндрическая загрузка диаметром  $2R=2S$  нагревается при прочих равных условиях со значительно большей скоростью.

Для примера сравним скорость нагрева плоской загрузки толщиной  $2S=200$  мм и цилиндра диаметром  $2R=200$  мм при исходных данных:

а) мощность нагревательных элементов на единицу внутренней поверхности печной камеры  $W_{\text{ст}}=30$  квт/м<sup>2</sup> (тепловыми потерями через стенку печи можно пренебречь);

- б) теплоемкость загрузки  $c=0,17$  ккал/кг·град;  
 в) удельный вес загрузки  $\gamma=7850$  кг/м<sup>3</sup>;  
 г) теплопроводность загрузки  $\lambda=35$  ккал/м·град·ч.

Для плоской загрузки интенсивность теплового потока, воспринимаемого поверхностью загрузки, может быть принята приблизительно равной удельной мощности нагревательных элементов на соответствующей стенке печи:

$$q_{c1} = W_{ст} 860 = 30 \cdot 860 = 25800 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Скорость нагрева плоской загрузки

$$\vartheta_1 = \frac{q_{c1}}{c\gamma S} = \frac{25800}{0,17 \cdot 7850 \cdot 0,1} = 193,5 \text{ град/ч.}$$

Для цилиндрической загрузки интенсивность теплового потока, воспринимаемого поверхностью загрузки, практически всегда больше удельной мощности нагревательных элементов, расположенных на внутренней поверхности печной камеры, что должно учитываться отношением диаметра внутренней поверхности печной камеры  $D_k$  к диаметру загрузки  $D$ .

Если принять для данного расчета  $\frac{D_k}{D} = 2$ , то

$$q_{c2} = W_{ст} \frac{D_k}{D} 860 = 30 \cdot 2 \cdot 860 = 51600 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Скорость нагрева цилиндрической загрузки

$$\vartheta_2 = \frac{2q_{c2}}{c\gamma R} = \frac{2 \cdot 51600}{0,17 \cdot 7850 \cdot 0,1} = 774 \text{ град/ч.}$$

Длительность начального этапа нагрева цилиндра постоянным тепловым потоком (до начала регулярного режима) определяется из выражения

$$\tau'_0 = \frac{a\tau}{R^2} \approx 0,25, \quad (3-25)$$

где  $\tau_0$  — длительность начального этапа в безразмерных единицах;

$\tau$  — то же в действительных единицах, ч;

$R$  — радиус цилиндра, м;

$a$  — коэффициент температуропроводности цилиндра, м<sup>2</sup>/ч.

Установившийся перепад температур между осью и поверхностью цилиндра

$$\Delta t_c = \frac{\vartheta R^2}{4a} = \frac{q_c R}{2\lambda}. \quad (3-26)$$

В рассматриваемом примере установившийся перепад температур в сечении цилиндра

$$\Delta t_c = \frac{51600 \cdot 0,1}{2 \cdot 35} = 74^\circ \text{ С.}$$

Длительность выравнивания температуры в сечении цилиндра при отсутствии внешнего подвода тепла определяются по графику на рис. 3-7.

Приведенная методика расчета непригодна при нагреве ряда цилиндрических изделий, например, уложенных на поде печи. Для такой загрузки в качестве первого приближения можно рекомендовать предварительно определить время нагрева плоской загрузки толщиной, равной диа-

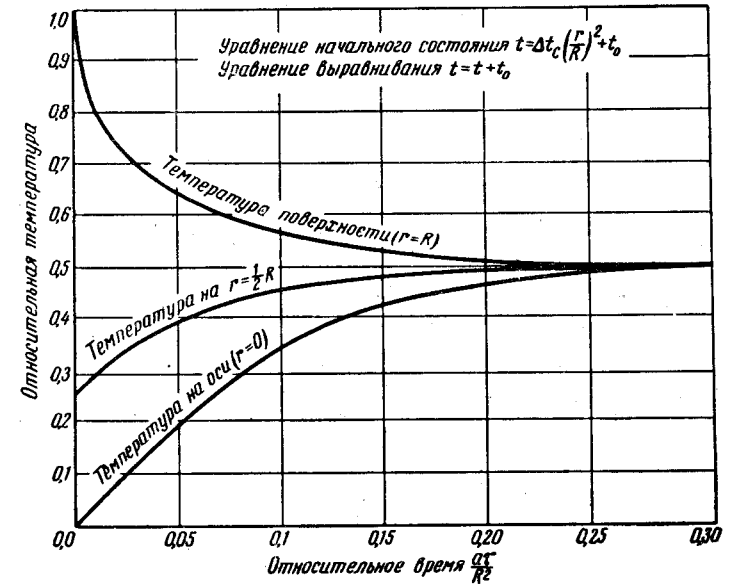


Рис. 3-7. График выравнивания температур в цилиндре при нулевом потоке через поверхность. Принято параболическое начальное распределение температур.

метру цилиндров. Полученное время нагрева будет превышать время нагрева отдельных цилиндров, т. е. расчет будет произведен с запасом, тем большим, чем больше промежуток между цилиндрами при их укладке. Этот пример показывает, как в отдельных случаях можно переходить от реальной цилиндрической загрузки, не поддающейся строгому аналитическому расчету, к упрощенной схеме плоской загрузки, легко поддающейся расчету.

Из приведенных данных по условиям нагрева можно вывести следующие общие рекомендации для определения времени нагрева загрузки в методических печах:

1. В методических печах с равномерным распределением мощности нагревательных элементов по длине отдельной зоны нагрева время следует рассчитывать исходя из известных для каждой зоны величин интенсивности теплового потока, воспринимаемого поверхностью загрузки.

2. В методических печах с неравномерным распределением мощности нагревательных элементов по длине отдельной зоны нагрева время следует рассчитывать, разделяя зоны на отдельные участки, в пределах которых интенсивность теплового потока может быть принята в расчете постоянной.

3. В методических печах со специальным распределением нагревательных элементов, обеспечивающим в рабочем режиме постоянную температуру печи по длине всех зон нагрева, время следует рассчитывать исходя из постоянства температуры печи.

### 3-5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ НАГРЕВА ЗАГРУЗКИ В САДОЧНОЙ ПЕЧИ С ПРЕОБЛАДАНИЕМ ИЗЛУЧЕНИЯ

При постоянной температуре печи время нагрева загрузки обычно определяют по безразмерным критериям  $Bi$ ,  $Fo$  и  $\Theta$  при помощи вспомогательных графиков Д. В. Будрина (рис. 3-8—3-11). Однако в реальных условиях работы подавляющего большинства промышленных электрических печей сопротивление с рабочими температурами порядка  $700^\circ\text{C}$  и выше постоянство температуры садовой печи в начальной стадии нагрева холодной загрузки не может быть обеспечено.

Предположим, что в садовую печь, разогретую до температуры  $860^\circ\text{C}$ , внесена загрузка в виде стальной плиты с начальной температурой  $20^\circ\text{C}$ .

В начальный момент нагрева поверхность загрузки может воспринять от внутренней поверхности печной камеры тепловой поток, интенсивность которого составляет

$$q_{co} = C_{пр} \left[ \left( \frac{T_{печь}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{загр.нач.}}{100} \right)^4 \right].$$

Для  $C_{пр} = 4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°K}^4 \cdot \text{ч}$

$$\left( \frac{T_{печь}}{100} \right)^4 = \left( \frac{860 + 273}{100} \right)^4 = 16\,400^\circ\text{K}^4;$$

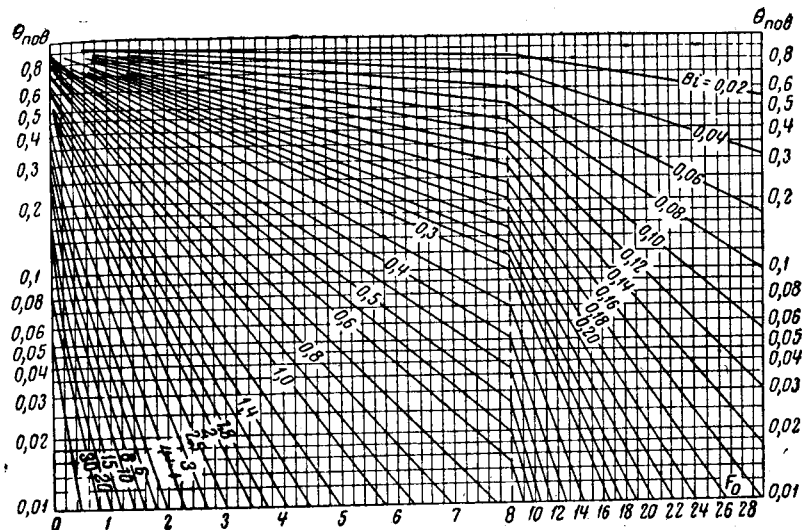


Рис. 3-8. График для расчета нагрева или охлаждения поверхности плоской плиты

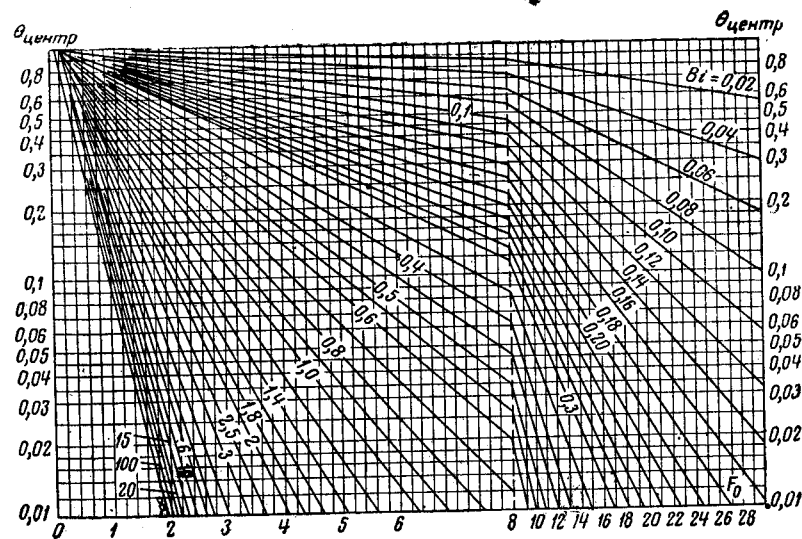


Рис. 3-9. График для расчета нагрева или охлаждения средней плоскости плиты.

$$\left(\frac{T_{\text{загр.нач}}}{100}\right) = \left(\frac{20 + 273}{100}\right) = 74^\circ \text{K}^4;$$

$$q_{\text{с0}} = 4(16\,400 - 74) = 65\,300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \text{ или } 75,5 \text{ кВт/м}^2.$$

Следовательно, удержать заданную постоянную температуру печи можно лишь при условии, что нагревательные элементы способны выделить в направлении тепловоспринимающей поверхности загрузки тепловой поток интенсивностью  $75,5 \text{ кВт/м}^2$ .

В промышленных электрических печах сопротивления мощность нагревательных элементов на  $1 \text{ м}^2$  внутренней поверхности печной камеры, как правило, не превышает  $30\text{--}35 \text{ кВт}$ , вследствие чего для условий нагрева, аналогичных рассмотренным в примере, температура печи резко падает с посадкой холодной загрузки и восстанавливается до исходного уровня лишь через некоторое время. Для конкретных условий нагрева можно определить температуру поверхности загрузки  $t'_{\text{пов}}$ , начиная с которой постоянство температуры печи может быть обеспечено:

$$t'_{\text{пов}} = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{t_{\text{печи}} + 273}{100}\right)^4 - \frac{q_{\text{с.макс}}}{C_{\text{пр}}}} - 273^\circ \text{C}, \quad (3-27)$$

где  $q_{\text{с.макс}}$  — максимальная интенсивность теплового потока в направлении тепловоспринимающей поверхности загрузки, которая может быть обеспечена нагревателями,  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ .

Время нагрева поверхности загрузки  $\tau_1$  от температуры  $t_{\text{пов.нач}}$  до температуры  $t'_{\text{пов}}$  при отсутствии постоянства температуры печи необходимо определять исходя из того, что тепловой поток, выделяемый нагревательными элементами в направлении тепловоспринимающей поверхности загрузки, постоянен.

Определяя же это время исходя из постоянства температуры печи, можно допустить ошибку, тем большую, чем больше степень массивности загрузки, причем эта ошибка приводит к преуменьшенному значению расчетного времени нагрева.

Для иллюстрации влияния массивности загрузок на величину погрешности в определении времени  $\tau_1$  ниже приводится составленная на основании соответствующих рас-

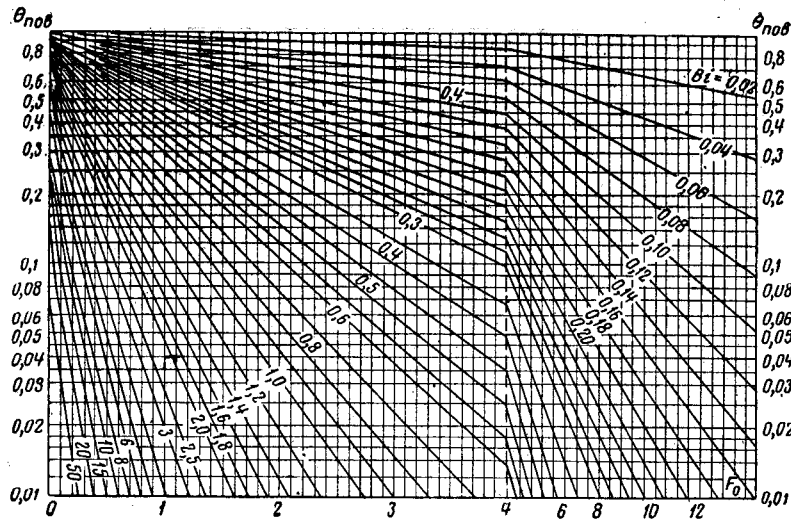


Рис. 3-10. График для расчета нагрева или охлаждения поверхности цилиндра.

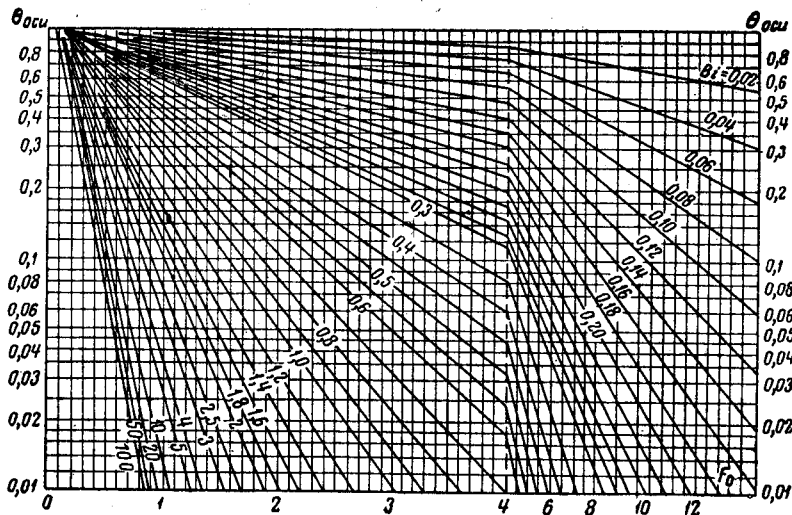


Рис. 3-11. График для расчета нагрева или охлаждения оси цилиндра.

четов табл. 3-1 значений  $\tau_1$ , определенных исходя из постоянной температуры печи  $t_{\text{печи}} = \text{const}$ , а также из конкретной интенсивности теплового потока нагревательных элементов.

Таблица 3-1

Длительность начальной стадии нагрева плоской загрузки при: а) постоянной температуре печи; б) постоянной интенсивности теплового потока

Толщина плоской загрузки 2S, мм	Время нагрева поверхности загрузки $\tau_1$ до температуры $t_{\text{пов.}}$ при которой возможно поддержание постоянной температуры печи		Исходные данные, принятые в расчетах
	Постоянная температура печи $t_{\text{печи}} = 860^\circ \text{C}$	Постоянный тепловой поток нагревателей $q_{\text{с. макс}} = 25\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$	
2,0	1,2 мин	2,3 мин	$t_{\text{пов. нач}} = 0^\circ \text{C}$ $C_{\text{пр}} = 4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{K}^4 \cdot \text{ч}$ $c = 0,17 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$ $\gamma = 7\,850 \text{ кг/м}^3$ $\lambda = 35 \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$
20	12 "	23 "	
200	1,91 ч	3,75 ч	
1 000	10,8 "	16,1 "	

Время нагрева загрузки в высокотемпературной садочной электрической печи сопротивления необходимо определять по следующей методике, учитывающей физические условия теплопередачи в печной камере. Общая длительность нагрева  $\tau_{\text{н}}$  разделяется на два периода:  $\tau_{\text{н}} = \tau_1 + \tau_2$ , где  $\tau_1$  — длительность нагрева в режиме с постоянной величиной теплового потока  $q_{\text{с}} = \text{const}$ , определяемой интенсивностью теплового потока от нагревательных элементов к тепловоспринимающей поверхности загрузки;  $\tau_2$  — длительность нагрева в режиме с постоянной температурой печи  $t_{\text{печи}} = \text{const}$ , заданной условиями проведения технологического процесса нагрева загрузки. За время  $\tau_2$  поверхность загрузки нагревается от температуры  $t'_{\text{пов}}$  до заданной температуры нагрева  $t_{\text{пов. зад}}$ . Время  $\tau_1$  определяется весьма просто по изложенной выше методике Г. П. Иванцова.

Скорость нагрева

$$\vartheta_{\text{с}} = \frac{q_{\text{с}}}{c\gamma S}.$$

Установившийся перепад температур в сечении загрузки

$$\Delta t = \frac{q_{\text{с}} S}{2\lambda}.$$

Время установления регулярного режима нагрева

$$\tau_0 = 0,3 \frac{2\Delta t}{\vartheta_{\text{с}}}.$$

Длительность первого периода нагрева

$$\tau_1 = \tau_0 + \frac{t_{\text{пов}} - 1,27\Delta t - t_{\text{пов. нач}}}{\vartheta_{\text{с}}}. \quad (3-28)$$

Длительность второй стадии нагрева  $\tau_2$  (в режиме с постоянной температурой печи) может быть определена разными способами, из которых простейшими являются следующие:

- по вспомогательным графикам Д. В. Будрина;
- разбивкой кривой нагрева на несколько прямолинейных участков с расчетом каждого отдельного участка по методу Г. П. Иванцова.

Учитывая параболическое распределение температур в сечении загрузки к концу первого периода нагрева, при определении времени нагрева  $\tau_2$  по графикам Будрина за начальную температуру загрузки в расчете следует принимать

$$t = t'_{\text{пов}} - \frac{2}{3} \Delta t. \quad (3-29)$$

В качестве примера ниже приводится расчет времени нагрева плоской загрузки толщиной  $2S = 200 \text{ мм}$  в садочной печи с температурой  $t_{\text{печи}} = 860^\circ \text{C}$  и максимальной интенсивностью теплового потока от нагревателей к поверхности загрузки  $q_{\text{с}} = 25\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ . Исходные данные для расчета:

$$c = 0,17 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}; C_{\text{пр}} = 4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{K}^4 \cdot \text{ч};$$

$$t_{\text{нач}} = 10^\circ \text{C}; t_{\text{зад}} = 850 \pm 5^\circ \text{C}; \gamma = 7\,850 \text{ кг/м}^3;$$

$$\lambda = 35 \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$$

нагрев — двусторонний.

Температура поверхности загрузки, при которой для данной удельной мощности нагревателей может быть обеспечена постоянная температура печи,

$$t'_{\text{пов}} = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{t_{\text{печи}} + 273}{100}\right)^4 - \frac{q_{\text{с. макс}}}{C_{\text{пр}}} - 273} = 100 \times \\ \times \sqrt[4]{\left(\frac{860 + 273}{100}\right)^4 - \frac{25000}{4} - 273} = 727^\circ \text{C}.$$

Расчет первого периода нагрева.  
Скорость нагрева

$$\vartheta_{\text{с}} = \frac{q_{\text{с}}}{c\gamma S} = \frac{25000}{0,17 \cdot 7850 \cdot 0,1} = 187 \text{ град/ч.}$$

Установившийся перепад температур в сечении загрузки

$$\Delta t = \frac{q_{\text{с}} S}{2\lambda} = \frac{25000 \cdot 0,1}{2 \cdot 35} = 35,7^\circ \text{C} \approx 36^\circ \text{C}.$$

Время установления регулярного режима

$$\tau_0 = 0,3 \frac{2\Delta t}{\vartheta_{\text{с}}} = \frac{0,3 \cdot 2 \cdot 36}{187} = 0,115 \text{ ч.}$$

Длительность первого периода нагрева

$$\tau_1 = \tau_0 + \frac{t'_{\text{пов}} - 1,27\Delta t - t_{\text{пов. нач}}}{\vartheta_{\text{с}}} = \\ = 0,115 + \frac{727 - 46 - 10}{187} = 3,7 \text{ ч.}$$

Расчет второго периода нагрева по графикам Будрина.  
Расчетная начальная температура загрузки

$$t_{\text{нач}} = t'_{\text{пов}} - \frac{2}{3} \Delta t = 727 - \frac{2 \cdot 36}{3} = 703^\circ \text{C}.$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 0,09 \left(\frac{t_{\text{печи}} + 273}{100}\right)^3 + 10 = \\ = 0,09 \cdot 11,33^3 + 10 = 141 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч.}$$

Критерий Био

$$Bi = \frac{\alpha}{\lambda} S = \frac{141}{35} \cdot 0,1 = 0,4025.$$

Относительная температура для поверхности плоской загрузки

$$\Theta_{\text{пов}} = \frac{t_{\text{печи}} - t_{\text{пов. зад}}}{t_{\text{печи}} - t_{\text{нач}}} = \frac{860 - 850}{860 - 704} = 0,064.$$

На графике на рис. 3-8 по  $Bi = 0,4025$  и  $\Theta_{\text{пов}} = 0,064$  находим соответствующий критерий времени  $Fo = \frac{a\tau_2}{S^2} = 7,4$ .

$$\tau_2 = Fo \frac{S^2}{a} = 7,4 \frac{0,1^2}{0,0262} = 2,82 \text{ ч.}$$

где  $a$  — коэффициент температуропроводности;  $a = \frac{\lambda}{c\gamma} = \frac{35}{0,17 \cdot 7850} = 0,0262 \text{ м}^2/\text{ч}$ . Для средней поверхности загрузки критерию времени  $Fo = 7,4$  и критерию  $Bi = 0,4025$  по графику на рис. 3-9 соответствует  $\Theta_{\text{цен}} = 0,079$ .

$$\Theta_{\text{цен}} = \frac{t_{\text{печи}} - t_{\text{цен}}}{t_{\text{печи}} - t_{\text{нач}}},$$

откуда

$$t_{\text{цен}} = t_{\text{печи}} - \Theta_{\text{цен}} (t_{\text{печи}} - t_{\text{нач}}) = \\ = 860 - 0,079 (860 - 704) = 848^\circ \text{C}.$$

Общая длительность нагрева поверхности загрузки от  $10$  до  $850^\circ \text{C}$

$$\tau_{\text{н}} = \tau_1 + \tau_2 = 3,7 + 2,82 = 6,52 \text{ ч.}$$

Определение длительности второго периода нагрева в садочной печи исходя из постоянства теплового потока может быть рекомендовано лишь в тех случаях, когда графики Будрина не дают решения, например при нагреве тонкой загрузки со значениями критерия Био порядка  $0,1$  и менее.

Начальная стадия нагрева массивной загрузки в садочной печи с достаточным приближением может быть охарактеризована постоянством теплового потока, воспринимаемого поверхностью загрузки. Основная часть выделяемой нагревателями тепловой энергии в первой стадии нагрева поглощается поверхностью загрузки до тех пор, пока температура печи не достигнет определенного заданного уровня, определяемого технологическим процессом нагрева, после чего во второй стадии нагрева соответственно настроенная система регулирования периодически отключает нагревательные элементы для поддержания темпе-

ратуры поверхности загрузки на заданном уровне. Такое периодическое отключение нагревателей может обеспечить конечную стадию нагрева массивной загрузки с примерно постоянной температурой поверхности загрузки и постепенно уменьшающимся тепловым потоком на единицу тепловоспринимающей поверхности загрузки, что соответствует режиму выравнивания температуры по сечению загрузки с подводом мощности, представленному на рис. 3-3.

Характерным примером нагрева весьма массивной загрузки в садовой печи служит нагрев пакета тонких стальных листов в колпаковых печах для светлого отжига. Практическое осуществление режима выравнивания температур в сечении загрузки с подводом тепловой мощности к поверхности загрузки предполагает следующую систему регулирования теплового режима садовой печи. При укладке загрузки к ее поверхности прикладывается горячий спай регулирующей термодары, а в среднюю часть загрузки закладывается контрольная термодара. Регулятор температуры настраивается так, что до тех пор, пока температура поверхности загрузки не достигнет заданного значения, нагревательные элементы остаются включенными; чтобы предохранить нагреватели от перегорания, полезно при этом в каждой тепловой зоне предусматривать аварийную термодару, выполняющую функцию термоограничителя. По достижении поверхностью загрузки заданной температуры регулятор периодически отключает нагревательные элементы, обеспечивая подвод к загрузке теплового потока постепенно уменьшающейся интенсивности.

Показателем окончания нагрева при таком режиме является достижение внутренним слоем загрузки значения температуры, минимально допустимого по технологии нагрева.

Пример расчета времени нагрева пакета листов автомобильной стали в колпаковой печи для светлого отжига.

Исходные данные:

- а) толщина загрузки  $2S = 2000$  мм; нагрев двусторонний;
- б) теплоемкость загрузки  $c = 0,15$  ккал/кг·град;
- в) объемный вес загрузки при удельном весе стали, равном 7,85, и коэффициенте заполнения пакета металлом по высоте, равном 0,85,

$$\gamma = 6650 \text{ кг/м}^3;$$

г) теплопроводность загрузки вдоль листов

$$\lambda = 35 \text{ ккал/м·град·ч.}$$

д) начальная температура загрузки  $t_{\text{нач}} = 20^\circ \text{C}$ ;

е) заданная температура нагрева загрузки  $t_{\text{зад}} = 690 \pm 10^\circ \text{C}$ ;

ж) мощность нагревательных элементов, расположенных на стенках колпака против тепловоспринимающей боковой поверхности загрузки,  $P = 500$  квт;

з) поверхность пакета, воспринимающая тепловой поток от продольных стенок колпака,  $F = 15,3$  м<sup>2</sup>;

и) мощность, необходимая на покрытие тепловых потерь через стенки колпака,  $P_{\text{пот}} = 60$  квт.

Решение

Интенсивность теплового потока, воспринимаемого боковой поверхностью пакета листов через муфель от нагревательных элементов продольных стенок колпака,

$$q_c = \frac{(P - P_{\text{пот}}) 860}{F} = \frac{(500 - 60) 860}{15,3} = 24700 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Установившаяся скорость нагрева загрузки в первом периоде нагрева с постоянным тепловым потоком

$$\delta = \frac{q_c}{c\gamma S} = \frac{24700}{0,15 \cdot 6650 \cdot 1,0} = 24,8 \text{ град/ч.}$$

Установившийся перепад температур в сечении загрузки

$$\Delta t = \frac{q_c S}{2\lambda} = \frac{24700}{70} = 353^\circ \text{C.}$$

Температура поверхности загрузки в момент установления регулярного режима

$$t_{\text{п0}} = 1,27\Delta t = 1,27 \cdot 353 = 448^\circ \text{C.}$$

Время от начала нагрева до момента установления регулярного режима

$$\tau_0 = \tau_0' \frac{2\Delta t}{\delta} = 0,3 \frac{2 \cdot 353}{24,8} = 8,53 \text{ ч.}$$

Длительность первого периода нагрева

$$\tau_1 = \tau_0 + \frac{t_{\text{пов.зад}} - t_{\text{п0}} - t_0}{\delta} = 8,53 + \frac{700 - 448 - 20}{24,8} = 17,88 \text{ ч.}$$

Длительность второго периода нагрева, т. е. выравнивания температуры в сечении загрузки при постоянной температуре поверхности и постоянно снижающейся интенсивности теплового потока,



воспринимаемого поверхностью загрузки, определяется заданной степенью неравномерности температуры нагрева загрузки  $\pm 10^\circ \text{C}$ :

$$b = \frac{\Delta t_{\text{зад}}}{\Delta t} = \frac{20}{353} = 0,0567.$$

Степени неравномерности 0,0567 по графику на рис. 3-3 соответствует относительное время  $\tau'_2 = 1,1$ , и действительное время выравнивания составляет

$$\tau_2 = \tau'_2 \frac{2\Delta t}{\theta} = 1,1 \frac{2 \cdot 353}{24,8} = 31,4 \text{ ч.}$$

Суммарное время нагрева

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 17,88 + 31,2 = 49,28 \text{ ч.}$$

т. е. свыше 2 суток.

При этом поверхность пакета будет иметь температуру  $700^\circ \text{C}$ , а средняя часть достигнет температуры  $680^\circ \text{C}$ .

Как видно из приведенного примера, время нагрева массивной загрузки в первой стадии зависит от удельной мощности нагревательных элементов на единицу тепловоспринимающей поверхности загрузки, а во второй стадии — от отношения заданной и исходной разности температур по сечению загрузки.

### 3-6. ОСОБЕННОСТИ НАГРЕВА ЗАГРУЗКИ В ПЕЧАХ С ПРЕОБЛАДАЮЩЕЙ РОЛЬЮ КОНВЕКЦИИ

В печах с преобладающей ролью конвекции загрузка нагревается в основном за счет принудительной циркуляции воздушной или газовой атмосферы. При нагреве крупных монолитных деталей или пакетированной загрузки (крупные цилиндры и болванки, плотные рулоны и пакеты листов и т. п.) тепло передается конвекцией за счет омывания газом поверхности загрузки, при нагреве насыпной загрузки (метизы, загружаемые в корзины или поддоны, подшипниковые кольца, насыпаемые высоким слоем на ленту конвейера, и т. п.) — за счет продувания газа в промежутки между деталями. И в том и в другом случаях нагревательные элементы либо отделены от нагреваемой загрузки экранами, либо вынесены из печной камеры в специальные калориферы и отдают тепло омываемому их газу, который может передавать тепло загрузке. Одновременно нагревательные элементы выделяют тепло, компен-

сирующее тепловые потери в окружающую среду через стенки печи или калорифера.

В некоторых старых конструкциях печей сопротивления принудительная циркуляция воздуха осуществлялась вентиляторами, установленными в верхней, нерабочей части печной камеры, а нагревательные элементы размещались на стенках камеры без отгораживания от загрузки экранами. Такая система не оправдала себя в эксплуатации: оказалось, что из-за отсутствия организованного в необходимом направлении воздушного потока циркуляция воздуха неэффективна, большая часть воздушного потока не затрагивает загрузку и нагревательные элементы, а отделенные от загрузки экранами нагревательные элементы вызывают перегрев близлежащих участков загрузки.

Ввиду этого такая система принудительной циркуляции атмосферы в современных печах сопротивления не применяется. Принудительная циркуляция печной атмосферы эффективна лишь при условии, когда можно обеспечить постоянное надежное омывание поверхности загрузки газовым потоком или продувание газа через массу загрузки со скоростями, значительно превышающими скорости естественного теплового движения газа.

Печи с принудительной циркуляцией значительно сложнее по конструкции и дороже в изготовлении, чем обычные печи сопротивления, из-за специальных вентиляторов, экранов и газонаправляющих устройств. Поэтому их применение ограничивается условиями, при которых целесообразно используются следующие преимущества принудительной циркуляции:

а) высокая скорость и степень равномерности нагрева загрузки до температур, при которых существенна теплопередача конвекцией (ниже  $700^\circ \text{C}$ );

б) ускорение нагрева весьма массивной насыпной загрузки при любых температурах нагрева.

Примерами целесообразного применения печей с принудительной циркуляцией являются:

а) конвейерные печи для низкого отпуска подшипниковых колец, загружаемых на ленту конвейера слоем высотой порядка 300—400 мм;

б) методические печи для нагрева крупных алюминиевых слитков перед прессованием;

в) садочные печи для нагрева профилей и листов из алюминиевых сплавов под закалку со строго заданной температурой нагрева (точность  $\pm 2-3^\circ \text{C}$ ).

При определении времени нагрева в печах с преобладающей ролью конвекции следует различать три случая:

1. Загрузка омывается газовым потоком только с поверхности, а внутренняя часть ее нагревается за счет теплопроводности от поверхности.

2. Тонкая загрузка, расположенная вдоль направления газового потока, омывается газом с поверхности, и нагрев по сечению ее происходит одновременно (ничтожным перепадом температур по сечению можно пренебречь).

3. Массивная насыпная загрузка продувается газовым потоком, и отдельные детали, омываемые газом полностью или частично, нагреваются за счет теплопроводности от поверхности.

Для первого случая определять время нагрева можно принципиально так же, как в условиях печи с преобладающей ролью излучения, исходя либо из постоянства температуры печи, либо из постоянства теплового потока в зависимости от режима печи при конкретных условиях нагрева загрузки. Режим постоянства температуры печи соответствует условию постоянной температуры газового потока, омывающего поверхность загрузки, причем в расчет вводятся средняя температура газа на протяжении всего участка соприкосновения газа с поверхностью загрузки и средняя температура ее поверхности. Постоянство температуры газа, входящего в соприкосновение с загрузкой, должно обеспечиваться соответствующей мощностью нагревательных элементов, расположенных на пути газового потока за экраном или в вынесенном калорифере. Нагреватели компенсируют частичное снижение температуры газа на пути его соприкосновения с поверхностью загрузки и стенками печи или калорифера.

Режим постоянства теплового потока соответствует таким условиям нагрева, когда нагревательные элементы печи или отдельной зоны не отключаются на протяжении всего или части нагрева загрузки. При этом средняя температура газа, омывающего поверхность загрузки, непрерывно повышается с повышением средней температуры поверхности загрузки. Для определения времени нагрева в режиме постоянного теплового потока необходимы следующие исходные данные загрузки: 1) форма, размеры и удельный вес; 2) теплоемкость и теплопроводность; 3) расположение относительно направления омывающего ее газового потока; 4) мощность нагревательных элементов за

вычетом мощности, необходимой на компенсацию тепловых потерь.

#### Пример.

Определить время нагрева стальной плоской плиты размерами  $L \times B \times H = 1500 \times 600 \times 40$  мм, односторонне омываемой газовым потоком вдоль длинной стороны. Мощность нагревательных элементов за вычетом тепловых потерь печи составляет 25 квт. Теплофизические данные загрузки:  $\gamma = 7850$  кг/м<sup>3</sup>;  $c = 0,14$  ккал/кг·град;  $\lambda = 35$  ккал/м·град·ч. Начальная температура загрузки 20° С. Заданная температура нагрева  $220 \pm 5^\circ$  С.

#### Решение

Постоянный тепловой поток на единицу тепловоспринимающей поверхности загрузки

$$q_c = \frac{Q_{\text{нагр}}}{F_{\text{загр}}} = \frac{25 \cdot 860}{1,5 \cdot 0,6} = 23\,900 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Установившийся перепад температур в сечении плиты

$$\Delta t_c = \frac{q_c S}{2\lambda} = \frac{23\,900 \cdot 0,04}{2 \cdot 35} \approx 14^\circ \text{ С}$$

(при одностороннем нагреве  $S = H$ ).

Скорость нагрева в регулярном режиме

$$\vartheta_c = \frac{q_c}{c\gamma S} = \frac{23\,900}{0,14 \cdot 7850 \cdot 0,04} = 545 \text{ град/ч.}$$

При перегреве поверхности на  $\frac{2}{3} \Delta t_c = 0,67 \cdot 14 \approx 10^\circ$  С время нагрева плиты составляет

$$\tau = \frac{220 + 10 - 20}{545} = 0,386 \text{ ч.}$$

Для второго случая (нагрев тонкой загрузки газовым потоком, направленным вдоль загрузки) может быть рекомендована разработанная Р. И. Барбанелем методика определения времени нагрева загрузки, основанная на приближенном расчете методом конечных разностей [Л. 2].

В циркуляционных печах с выносными калориферами температурный перепад в рабочем пространстве в направлении газового потока после нагрева загрузки до заданной температуры находится в прямой зависимости от тепловых потерь печи и не может быть устранен даже

при весьма высокой производительности вентилятора. Численное значение этого перепада ( $^{\circ}\text{C}$ ) определяется формулой

$$\Delta t = \frac{q}{V\gamma c_b}, \quad (3-30)$$

где  $q$  — тепловые потери печи,  $\text{ккал/ч}$ ;  
 $V$  — объем циркулирующего воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  
 $\gamma$  — удельный вес воздуха при рабочей температуре,  $\text{кг/м}^3$ ;  
 $c_b$  — теплоемкость воздуха при рабочей температуре,  $\text{ккал/кг}\cdot\text{град}$ .

На основании этих соображений Р. И. Барбанель пришел к выводу, что при нагреве длинной загрузки с высокой степенью точности заданной температуры применять в циркуляционных печах выносные калориферы нецелесообразно. Взамен их им принята система размещения нагревательных элементов в кольцевом пространстве между экраном, ограничивающим рабочую камеру печи, и внутренней поверхностью футеровки. В такой системе газ, проходя через кольцевое пространство, отбирает от расположенных там нагревателей необходимое количество тепла для нагрева загрузки и компенсации тепловых потерь печи. В конечной стадии нагрева вследствие ничтожной разности температур воздуха в рабочей камере и кольцевом пространстве отсутствует теплообмен между рабочим пространством и нагревательными элементами и, следовательно, сколько-нибудь заметный перепад температуры вдоль рабочего пространства печи.

Для третьего случая (нагрев массивной насыпной загрузки, продуваемого газовым потоком) единой методики определения времени нагрева еще не существует; время нагрева должно приниматься на основании исследовательских работ или опыта эксплуатации оборудования в условиях аналогичной загрузки.

### 3-7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ОХЛАЖДЕНИЯ ЗАГРУЗКИ

В методических электропечах, работающих с охлаждением загрузки в печи, для определения суммарной длины рабочего пространства необходимо правильно рассчитать длину камеры охлаждения. Для обеспечения заданной температуры выхода загрузки из печи длина этой камеры должна приниматься либо по опытным

данным такого же или аналогичного процесса, либо по расчету длительности охлаждения.

Определение времени охлаждения осложняется тем, что процесс его протекает с непрерывным изменением теплового потока, выделяемого поверхностью изделия.

Ниже приводится разработанная Г. И. Иванцовым простейшая методика определения времени охлаждения загрузки, дающая вполне достаточную для практических расчетов точность. Эту методику он разработал исходя из наиболее распространенного в практике случая, когда температура тепловоспринимающей поверхности или среды не изменяется во времени, а остывающая загрузка выделяет тепло лучеиспусканием и конвекцией. Для высоких температур (свыше  $700^{\circ}\text{C}$ ), когда конвекционной теплопередачей при охлаждении можно пренебречь, дифференциальное уравнение, полученное аналогично уравнению нагрева, имеет вид

$$GcdT = -C_{\text{пр}} \cdot F \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] d\tau, \quad (3-31)$$

где  $T$  — температура поверхности загрузки,  $^{\circ}\text{K}$ ;  
 $T_0$  — температура окружающей среды или тепловоспринимающей поверхности,  $^{\circ}\text{K}$ .

Это уравнение упрощается, если пренебречь вторым членом в квадратных скобках, весьма малым по сравнению с первым.

Интегрирование этого уравнения в пределах температуры от  $T_1$  до  $T_2$  дает:

$$\tau = \frac{Gc}{FC_{\text{пр}}} \cdot \frac{100}{3} \left[ \left( \frac{100}{T_2} \right)^3 - \left( \frac{100}{T_1} \right)^3 \right] = \frac{GC}{FC_{\text{пр}}} (\varphi_2 - \varphi_1). \quad (3-32)$$

Значения функции  $\varphi$  для ряда температур в пределах  $800$ — $1600^{\circ}\text{C}$  приводятся в табл. 3-2.

Таблица 3-2

Значения функции  $\varphi$  для расчета времени охлаждения

$t_1, ^{\circ}\text{C}$	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
$\varphi$	0,027	0,0207	0,0162	0,0129	0,0104	0,0086	0,0071	0,006	0,005

Для температур порядка 700°С и ниже при расчете времени охлаждения следует учитывать конвективную теплопередачу.

Ввиду значительных математических трудностей в получении общего выражения с учетом совместного влияния излучения и конвекции Г. П. Иванцов составил график, по которому можно рассчитывать время охлаждения загрузки для ряда конкретных случаев. Он (рис. 3-12) составлен следующим образом: для каждого интервала температур (100°С) подсчитывалось среднее значение суммарного коэффициента теплоотдачи и вычислялись коэффициенты  $\zeta$ , характеризующие охлаждение загрузки. При этом учитывалась зависимость теплоемкости стали от температуры. Коэффициент излучения принимался равным  $4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°К}^4 \cdot \text{ч}$ . В качестве исходного было принято уравнение

$$\alpha Ft\tau = cG\Delta t, \quad (3-33)$$

откуда

$$\tau = \frac{Gc\Delta t}{F\alpha t} = \frac{G}{F} \Delta \zeta, \quad (3-34)$$

где

$$\Delta \zeta = \frac{c\Delta t}{\alpha t}.$$

В последнем выражении

$$\alpha = \alpha_{\text{луч}} + \alpha_{\text{конв}},$$

$c$  — среднее значение истинной теплоемкости в данном интервале температур;

$t$  — среднее значение температуры загрузки.

На графике на рис. 3-12 приведены значения  $\zeta$  в зависимости от температуры загрузки и условий конвекционной теплоотдачи. Остальные кривые на графике соответствуют охлаждению в условиях естественной конвекции горизонтальных цилиндров диаметром 20, 50 и 100 мм, а также плоских поверхностей (вертикальной и горизонтальной) и охлаждению этих же тел в вынужденном потоке воздуха со скоростью 2 м/сек (поток направлен поперек цилиндра и вдоль плоскости). Температура воздуха принималась равной 0°С.

По изложенной методике можно составить аналогичные графики для других видов загрузки и режимов охлаждения, других скоростей обдувания, других температур окружающей среды и т. д.

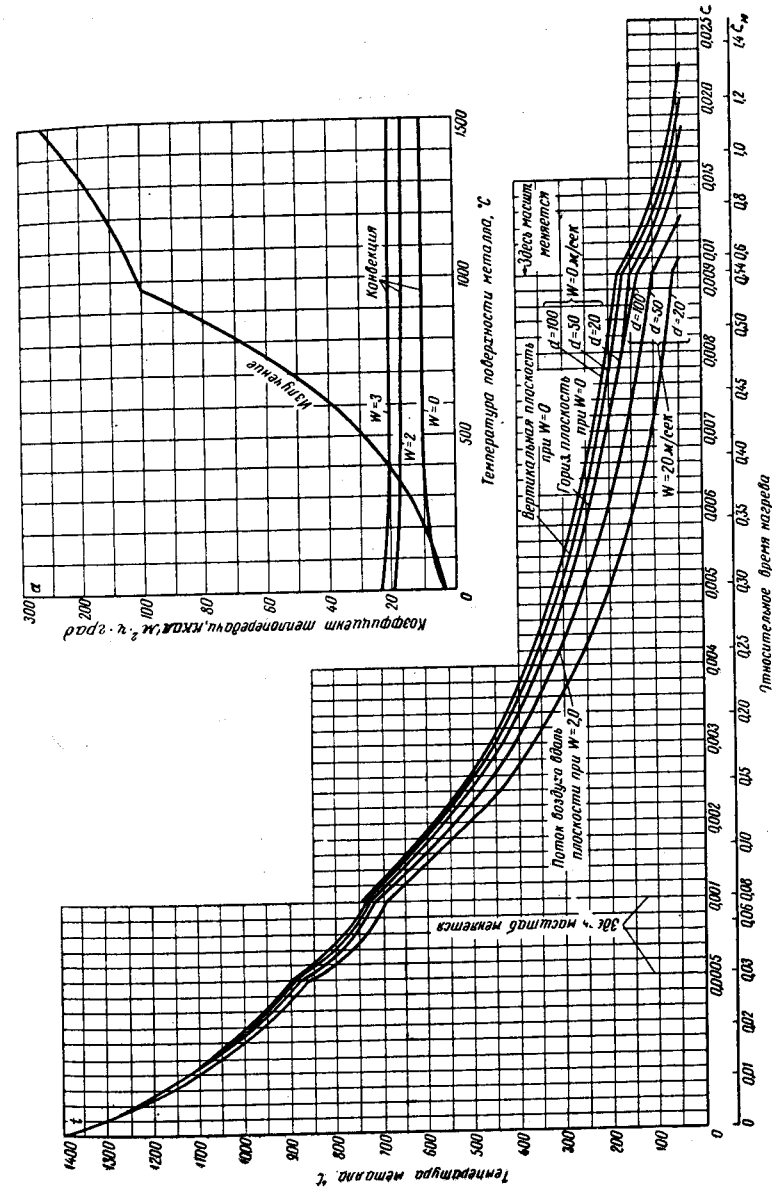


Рис. 3-12. Коэффициенты теплоотдачи и кривые остывания стальных плит и прутков в спокойном или движущемся воздухе, температура которого равна 0°С.

Сравнительные данные расчета времени охлаждения

Толщина плоской загрузки 2 S, мм	Время охлаждения поверхности загрузки от температуры 850 до 50° С, ч		Исходные данные, принятые в расчетах
	по графику Д. В. Будрина при коэффициенте теплоотдачи для средней температуры $t_{cp}=50° С$	по методу Г. П. Иванцова	
100	2,86	4,5	$\gamma=7850 \text{ кг/м}^3$ $c_{пр}=4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°К}^4 \cdot \text{ч}$ $\alpha=0,09 \left( \frac{t_{cp}+273}{100} \right)^3 + 10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ $c=0,17 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$
200	5,53	9,0	
500	14,30	22,5	
1 000	30,20	45,0	
1 500	47,30	67,5	
2 000	63,20	90,0	

Принципиально можно рассчитывать время охлаждения загрузки по методу, которым определяют время нагрева в печи с постоянной температурой, например по вспомогательным графикам Д. В. Будрина. Но при этом необходимо подходить к определению коэффициента теплоотдачи с большой осторожностью. Если в процессе нагрева коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности печи к тепловоспринимающей поверхности загрузки в течение большей части времени нагрева изменяется в незначительных пределах, то в процессе охлаждения изменение коэффициента теплоотдачи в зависимости от температуры загрузки существенно влияет на длительность охлаждения. В табл. 3-3 представлены значения времени охлаждения плоской загрузки различных толщин, полученные двумя способами расчета:

а) по вспомогательным графикам Д. В. Будрина с коэффициентом теплоотдачи, соответствующим средней температуре поверхности загрузки;

б) по методу Г. П. Иванцова.

Расчет производился на единицу поверхности при двусторонней теплоотдаче с естественной конвекцией в предположении значительных размеров длины и ширины загрузки по сравнению с толщиной.

Сопоставление результатов расчета охлаждения по указанным методам говорит о том, что определение времени охлаждения по графику Д. В. Будрина дает значительно заниженные результаты по сравнению со временем охлаждения, рассчитанным по методу Г. П. Иванцова.

Для сложных случаев охлаждения, не поддающихся расчету по обоим методам, например для охлаждения загрузки вместе с печью или охлаждения загрузки с переменной температурой тепловоспринимающей поверхности, можно рекомендовать следующий способ приближенного определения времени охлаждения:

а) При известной исходной температуре загрузки  $t$  определяют исходное теплосодержание загрузки  $Q$  и соответственно условиям теплоотдачи рассчитывают количество тепла в единицу времени  $q_1$ , которое отдает внешняя поверхность загрузки в начальный момент охлаждения.

б) задаваясь некоторым конечным отрезком времени  $\Delta t_1$ , определяют количество тепла  $\Delta Q_1$ , которое теряет

загрузка в предположении постоянства исходных условий теплоотдачи, причем  $\Delta Q_1 = q_1 \Delta t_1$ .

в) из исходного теплосодержания загрузки  $Q$  вычитанием тепла  $\Delta Q_1$ , потерянного загрузкой на первом расчетном участке, получают теплосодержание загрузки  $Q_1$  к концу первого расчетного участка.

г) По новому значению теплосодержания  $Q_1$  определяют температуру загрузки к концу первого расчетного участка  $t_1$  и для этой температуры по новым условиям теплоотдачи количество тепла в единицу времени  $q_2$ , которое отдает внешняя поверхность загрузки в начале второго расчетного участка.

д) Задаваясь конечным отрезком времени  $\Delta t_2$  (необязательно равным предыдущему отрезку  $\Delta t_1$ ), определяют количество тепла  $\Delta Q_2$ , которое теряет загрузка в предположении постоянства условий теплоотдачи на втором расчетном участке:  $\Delta Q_2 = q_2 \Delta t_2$ .

е) Из теплосодержания загрузки  $Q_1$  вычитают тепло  $\Delta Q_2$  и получают теплосодержание  $Q_2$ , по которому определяют температуру загрузки  $t_2$  и теряемое в единицу времени тепло  $q_3$ , соответствующие началу третьего расчетного участка.

ж) Далее расчет продолжают в том же порядке до тех пор, пока не будет достигнута заданная конечная температура загрузки, после чего общее время охлаждения загрузки получают суммированием отдельных

отрезков времени от  $\tau_1$  до  $\tau_n$ . Такой расчет, несмотря на громоздкость, дает возможность решать ряд сложных задач по определению времени охлаждения загрузки, причем чем мельче отдельные отрезки времени, тем больше точность расчета. Обычно в начале охлаждения расчетные участки  $\Delta t$  принимаются короткими, а к концу охлаждения увеличиваются. Ступенчатый расчет охлаждения значительно упрощается, если предварительно составить график, на котором нанести две кривые: тепло-содержания загрузки и тепла, теряемого загрузкой в зависимости от температуры загрузки.

### 3-8. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПЕЧИ

Для составления теплового баланса необходимо иметь величины: а) полезного тепла или полезной мощности; б) тепла или мощности, необходимой на нагрев вспомогательных устройств; в) суммарных тепловых потерь печи; г) тепла, необходимого на разогрев или подогрев футеровки (для печей периодического действия с полным или частичным охлаждением футеровки в процессе работы печи).

Для садочной печи тепловой баланс получается суммированием статей расхода тепла за полный цикл работы печи:

$$\Sigma Q = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{всп}} + q\tau_{\text{ц}} + Q_{\text{акк}}, \quad (3-35)$$

где  $Q_{\text{пол}}$  — полезное тепло на нагрев загрузки, *ккал*;  
 $Q_{\text{всп}}$  — тепло на нагрев вспомогательных устройств, *ккал*;  
 $q$  — суммарные тепловые потери печи, *ккал/ч*;  
 $\tau_{\text{ц}}$  — длительность полного цикла работы печи от начала загрузки предыдущей садки до начала загрузки последующей садки, *ч*;  
 $Q_{\text{акк}}$  — тепло, аккумулированное печью за цикл, *ккал*.

Для методической печи тепловой баланс получается суммированием статей тепловой мощности печи:

$$P = P_{\text{пол}} + P_{\text{всп}} + P_{\text{пот}}, \quad (3-36)$$

где  $P_{\text{пол}}$  — полезная мощность на нагрев загрузки, *квт*;  
 $P_{\text{всп}}$  — мощность на нагрев вспомогательных устройств, *квт*;  
 $P_{\text{пот}}$  — суммарные тепловые потери печи, *квт*.

Коэффициент полезного действия электрической печи сопротивления представляет собой отношение полезного тепла к общему количеству тепла за цикл (для садочной печи) или полезной мощности ко всей потребляемой мощности (для методической печи).

Коэффициент полезного действия садочной печи

$$\eta = \frac{Q_{\text{пол}}}{\Sigma Q} 100\%, \quad (3-37)$$

Коэффициент полезного действия методической печи

$$\eta = \frac{P_{\text{пол}}}{P} 100\%, \quad (3-38)$$

Удельный расход энергии, *квт·ч/т* определяется:  
а) для садочной печи

$$W = \frac{\Sigma Q}{G860}, \quad (3-39)$$

где  $G$  — вес полезной загрузки печи, *т*;  
б) для методической печи

$$W = \frac{1000P}{G'}, \quad (3-40)$$

где  $G'$  — полезная производительность печи, *кг/ч*.

Коэффициент полезного действия и удельный расход энергии отражают степень технико-экономического совершенства печи. Более показательным является удельный расход энергии, поскольку он в явном виде характеризует тепловую эффективность печи. В некоторых электронагревательных устройствах к. п. д. вообще отсутствует, например в обогревательных, поддерживающих заданную температуру жидкого или газообразного продукта. В лабораторных электрических печах к. п. д. имеет ничтожное значение и не является характерным параметром. Поэтому в технической документации промышленных электрических печей обычно даются расчетные значения удельных расходов энергии, а к. п. д. печи представляет интерес лишь при ее тепловом расчете.

Для определения потребной мощности садочной печи необходимо, помимо данных теплового баланса, знать время, в течение которого должна выделяться максимальная потребная мощность. Обычно это время  $\tau_{\text{нагр}}$

равно времени нагрева загрузки; одновременно с загрузкой необходимо нагревать вспомогательные устройства, компенсировать тепловые потери печи и нагревать или подогревать остывшую футеровку.

Потребная мощность садовой печи определяется по формуле

$$P' = \frac{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{всп}} + q\tau_{\text{нагр}} + Q_{\text{акк}}}{860\tau_{\text{нагр}}} \quad (3-41)$$

При больших интервалах времени между выгрузкой предыдущей и загрузкой последующей садки для уменьшения максимальной потребляемой мощности садовой печи можно не вводить в расчет по (3-41)  $Q_{\text{акк}}$ , считая, что разогрев или подогрев остывшей футеровки будет производиться во время интервалов между загрузками.

Потребная мощность методической печи определяется как

$$P' = P_{\text{пол}} + P_{\text{всп}} + P_{\text{пот}} \quad (3-42)$$

Установленная мощность печи определяется по максимальной потребной мощности с учетом коэффициента избытка мощности  $K$ :

$$P_{\text{уст}} = P'K \quad (3-43)$$

Избыток установленной мощности против максимальной потребной необходим по следующим причинам:

а) За счет колебания сетевого напряжения фактическая мощность печи уменьшается; так, при падении напряжения сети на 5% мощность печи уменьшается на 10%.

б) За счет так называемого «старения» нагревательные элементы увеличивают свое сопротивление, что ведет к уменьшению мощности печи; старение вызывается уменьшением активного сечения нагревателя вследствие поверхностного окисления, а также изменением с течением времени внутренней структуры нагревательного сплава.

в) Для обеспечения возможности повышения производительности печи против расчетной за счет увеличения веса загрузки или сокращения длительности нагрева.

Для методических печей при прочих равных условиях рекомендуется принимать больший избыток мощности, чем для садовых, поскольку в первых избыточная мощ-

ность может быть лучше использована, чем во вторых. При проектировании промышленных электрических печей сопротивления коэффициент  $K$  обычно принимается в следующих пределах:  $K=1,3-1,4$  для печей с потребной мощностью 300 кВт и выше;  $K=1,3-1,6$  для печей с потребной мощностью 100—300 кВт и  $K=1,3-1,8$  для печей с потребной мощностью до 100 кВт.

При выборе установленной мощности печи следует иметь в виду, что излишняя установленная мощность не только не дает повышения удельного расхода энергии, но, наоборот, в ряде случаев позволяет снизить расход энергии за счет возможности форсирования режима нагрева и сокращения длительности разогрева печи.

Если в печи имеются зоны с существенно различными по характеру тепловыми режимами, то для таких зон установленную мощность необходимо определять отдельными расчетами по изложенной выше методике.

Так, в колпаковой печи для светлого отжига автомобильных листов нагрев загрузки осуществляется нагревательными элементами колпака. Колпак работает практически непрерывно без остывания футеровки: после нагрева одной садки колпак переносится на следующий стенд для нагрева очередной садки. Нагревательные элементы стенда не участвуют в нагреве садки; они служат лишь для нагрева футеровки стенда и компенсации тепловых потерь стенда. В этом случае установленная мощность нагревателей стенда определяется совершенно независимо от нагревателей колпака.

#### Пример

Определить установленную мощность и удельный расход энергии колпаковой печи для светлого отжига автомобильных листов. Режим работы печи характеризуется тем, что разогретый до нормальной температуры колпак устанавливается на холодный стенд с пакетом нагреваемых листов; после нагрева и выдержки загрузки колпак без охлаждения переносится на очередной загруженный стенд, а нагретый стенд с загрузкой под муфелем подвергается длительному естественному охлаждению.

Исходные данные для расчета:

полезное тепло для нагрева 80 т загрузки  $Q_{\text{пол}} = 9\,500\,000$  ккал;  
тепло на нагрев жароупорного муфеля  $Q_{\text{всп}} = 240\,000$  ккал;  
теплосодержание стенда  $Q_{\text{акк}} = 2\,000\,000$  ккал;  
тепловые потери колпака  $q_1 = 75\,000$  ккал/ч;  
тепловые потери стенда при установившемся режиме  $q_2 = 16\,000$  ккал/ч;  
время нагрева загрузки до заданной температуры  $\tau_{\text{нагр}} = 48$  ч;  
время выдержки загрузки под колпаком  $\tau_{\text{выд}} = 6$  ч.

Тепловой баланс печи (пренебрегая потерями излучением при переносе колпака с одного стенда на другой)

$$\begin{aligned} \Sigma Q &= Q_{\text{пол}} + Q_{\text{всп}} + Q_{\text{акк}} + q_1(\tau_{\text{нагр}} + \tau_{\text{выд}}) + 0,5q_2\tau_{\text{нагр}} + q_2\tau_{\text{выд}} = \\ &= 9\,500\,000 + 240\,000 + 2\,000\,000 + 75\,000(48 + 6) + \\ &+ 0,5 \cdot 16\,000 \cdot 48 + 16\,000 \cdot 6 = 16\,280\,000 \text{ ккал.} \end{aligned}$$

Предполагается, что стенд разогревается одновременно с загрузкой и что средние тепловые потери стенда за время его нагрева составляют 50% потерь стенда при установившемся тепловом режиме.

Удельный расход электроэнергии

$$W = \frac{\Sigma Q}{G860} = \frac{16\,280\,000}{80 \cdot 860} = 236 \text{ квт} \cdot \text{ч}/\text{т.}$$

Потребная мощность нагревателей колпака

$$P'_1 = \frac{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{всп}} + q_1\tau_{\text{нагр}}}{\tau_{\text{нагр}}860} = \frac{13\,340\,000}{48 \cdot 860} = 324 \text{ квт.}$$

Установленная мощность нагревателей колпака принимается с коэффициентом избытка  $K = 1,3$ :

$$P_1 = KP'_1 = 1,3 \cdot 324 = 420 \text{ квт.}$$

Потребная мощность нагревателей стенда

$$P'_2 = \frac{Q_{\text{акк}} + 0,5q_2\tau_{\text{нагр}}}{\tau_{\text{нагр}}860} = \frac{2\,000\,000 + 0,5 \cdot 16\,000 \cdot 48}{48 \cdot 860} = 58 \text{ квт.}$$

Установленная мощность нагревателей стенда принимается с коэффициентом избытка  $K = 1,4$ :

$$P_2 = KP'_2 = 1,4 \cdot 58 = 81 \approx 80 \text{ квт.}$$

Суммарная установленная мощность печи

$$P = P_1 + P_2 = 420 + 80 = 500 \text{ квт.}$$

Расчетная производительность печи

$$B = \frac{G}{\tau_{\text{нагр}} + \tau_{\text{выд}}} = \frac{80}{48 + 6} = 1,48 \approx 1,5 \text{ т}/\text{ч.}$$

**Пример.**

Определить установленную мощность и удельный расход электроэнергии конвейерной электрической печи для закалки стальных изделий при следующих исходных данных:

производительность печи  $G' = 250 \text{ кг}/\text{ч}$ ;

полезная мощность  $P_{\text{пол}} = 35 \text{ квт}$ ;

мощность, необходимая на подогрев конвейерной ленты  $P_{\text{конв}} = 15 \text{ квт}$ ;

суммарные тепловые потери печи  $P_{\text{пот}} = 25 \text{ квт}$ .

Потребная мощность печи

$$P' = P_{\text{пол}} + P_{\text{конв}} + P_{\text{пот}} = 35 + 15 + 25 = 75 \text{ квт.}$$

Удельный расход энергии

$$W = \frac{P'}{G'} = \frac{75}{250 \cdot 10^{-3}} = 300 \text{ квт} \cdot \text{ч}/\text{т.}$$

Для конвейерной печи при величине потребной мощности  $75 \text{ квт}$  коэффициент избытка мощности целесообразно принять в пределах  $1,5 - 1,6$ , что позволит заметно повысить производительность печи за счет форсирования режима нагрева.

Установленная мощность печи

$$P = KP' = 1,6 \cdot 75 = 120 \text{ квт.}$$

### 3-9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЗНОГО ТЕПЛА И ТЕПЛА НА НАГРЕВ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Полезное тепло, расходуемое на нагрев загрузки, может выражаться либо в виде энергии, если речь идет о нагреве определенного количества материала безотносительно ко времени, либо в виде мощности, если речь идет о нагреве определенного количества материала в единицу времени.

Для садочных печей полезное тепло (*ккал*) обычно определяется по формуле

$$Q_{\text{пол}} = Gc(t - t_0), \quad (3-44)$$

где  $G$  — вес полезной загрузки, *кг*;

$c$  — средняя теплоемкость загрузки в температурном диапазоне от начала до конца нагрева,  $\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ ;

$t$  — заданная температура нагрева загрузки,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_0$  — исходная температура загрузки,  $^{\circ}\text{C}$ .

Видоизменением формулы (3-44) для определения полезного тепла является выражение

$$Q_{\text{пол}} = G(j_t - j_{t_0}), \quad (3-45)$$

где  $j_t$  — удельное теплосодержание загрузки при температуре  $t$ ,  $\text{ккал}/\text{кг}$ ;

$j_{t_0}$  — то же при исходной температуре  $t_0$ .



Для методических печей полезное тепло более удобно определять в виде мощности по формуле

$$Q'_{\text{пол}} = G'c(t - t_0) \quad (3-46)$$

или

$$Q'_{\text{пол}} = G'(j_t - j_{t_0}), \quad (3-47)$$

где  $G'$  — количество полезной нагрузки,  $\text{кг/ч}$ .

Теплосодержания наиболее распространенных металлов и сплавов при различных температурах приведены в табл. 1-5. При определении полезного тепла в плавильных печах необходимо учитывать тепло на нагрев материала до температуры плавления, скрытую теплоту плавления и тепло на перегрев жидкого металла до заданной температуры.

В печах специального назначения иногда возникает необходимость нагрева жидкостей и их испарения, а также нагрева отдельных видов загрузки для осуществления некоторых физических процессов или химических реакций с поглощением или выделением тепла. В таких случаях необходимо знать скрытую теплоту парообразования жидкости, теплоемкость газообразного продукта испарения или удельную теплоту реакций.

#### Пример

Определить количество полезного тепла, необходимого на нагрев, расплавление и перегрев 100  $\text{кг}$  алюминия до  $800^\circ\text{C}$ , если исходная температура загрузки составляет  $20^\circ\text{C}$  (температура плавления алюминия равна  $658^\circ\text{C}$ ).

Решение

Теплоемкость твердого алюминия

$$c_1 = 0,246 + 0,000078t.$$

Для средней температуры

$$t_{\text{ср}} = \frac{20 + 658}{2} = 339^\circ\text{C}$$

расчетная теплоемкость твердого алюминия

$$c_1 = 0,246 + 0,000078 \cdot 339 = 0,246 + 0,026 = 0,272 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град.}$$

Скрытая теплота плавления алюминия

$$\lambda = 92,4 \text{ ккал/кг.}$$

Теплоемкость жидкого алюминия  $c_2 = 0,3 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град.}$   
Искомое полезное тепло

$$\begin{aligned} Q_{\text{пол}} &= G [c_1 (t_{\text{пл}} - t_0) + \lambda + c_2 (t_{\text{зад}} - t_{\text{пл}})] = \\ &= 250 [0,272 (658 - 20) + 92,4 + 0,3 (800 - 658)] = \\ &= 77\,000 \text{ ккал.} \end{aligned}$$

или

$$\frac{77\,000}{860} \approx 90 \text{ квт}\cdot\text{ч.}$$

К вспомогательным устройствам относятся нагреваемые вместе с загрузкой тара и элементы транспортных устройств—тигли, коробки, этажерки, поддоны, цепи, лента конвейера и т. п.

Определение тепла на нагрев вспомогательных устройств производится по расчетным формулам для определения полезного тепла. В расчетах могут возникнуть затруднения, если вспомогательные устройства органически связаны с конструкцией печи и степень их охлаждения от выхода из печной камеры до обратного входа неизвестна, например в случае ленты конвейера, частично выходящей из печной камеры. В этих случаях исходная температура вспомогательных устройств принимается по опытным данным.

Во всех случаях необходимо знать или принять в расчете предварительно отношение веса вспомогательного устройства к весу полезной загрузки. Этот относительный вес вспомогательного устройства в значительной мере отражает степень тепловой эффективности печи.

#### Примеры

1. Определить тепло, необходимое на нагрев стального тигля печи для плавки алюминия. Вес тигля 100  $\text{кг}$ , исходная температура тигля  $200^\circ\text{C}$ ; остальные данные — см. предыдущий пример.

Решение

Теплосодержание стали: при температуре  $200^\circ\text{C}$

$$j_{200} = 22,9 \text{ ккал/кг}$$

при температуре  $800^\circ\text{C}$

$$j_{800} = 131,5 \text{ ккал/кг.}$$

Искомое количество тепла

$$Q_T = G (j_{800} - j_{200}) = 200 (131,5 - 22,9) = 21\,720 \text{ ккал.}$$

или

$$\frac{21\,720}{860} = 25,2 \text{ квт}\cdot\text{ч.}$$

2. Определить тепловую мощность на нагрев ленты конвейера за- калочной печи с рабочей температурой 800°С и полезной производи- тельностью  $G' = 400$  кг/ч. Вес конвейерной ленты на 1 кг полезной загрузки составляет 0,5 кг. Лента конвейера входит в печь, имея температуру 400°С.

Решение

Часовое количество ленты конвейера, проходящее через печь,

$$G_k = G' \cdot 0,5 = 400 \cdot 0,5 = 200 \text{ кг/ч.}$$

Теплосодержание стальной ленты конвейера: при температуре 400°С  $j_{400} = 49,3$ ; при температуре 800°С  $j_{800} = 131,5$  ккал/кгГ. Искомая тепловая мощность

$$Q' = G_k (j_{800} - j_{400}) = 200 (131,5 - 49,3) = 16\,440 \text{ ккал/ч.}$$

или

$$\frac{16\,440}{860} = 19,1 \text{ квт.}$$

### 3-10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ПЕЧИ

Тепловые потери печи можно разделить на: а) потери через футеровку; б) потери излучением через отверстия в футеровке; в) потери через тепловые короткие замыкания; г) потери конвекцией через отверстия и неплотности печи.

Основными статьями тепловых потерь в большинстве конструкций электрических печей сопротивления являются потери через футеровку и потери излучением через отверстия.

При большой высоте печи и значительном количестве щелей и отверстий в ней на разных отметках потери конвекцией могут достигать существенных величин.

#### а) Определение потерь через футеровку

Из теории теплопередачи известна следующая формула для определения тепловых потерь через многослойную плоскую стенку:

$$q = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}} F_{\text{вн}}} + \frac{S_1}{\lambda_1 F_{12}} + \frac{S_2}{\lambda_2 F_{23}} + \dots + \frac{S_n}{\lambda_n F_{n,n+1}} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}} F_{\text{нар}}}} \text{ ккал/ч,} \quad (3-48)$$

где  $t_{\text{вн}}$  и  $t_{\text{нар}}$  — температуры печного пространства и окружающей среды, °С;

$\alpha_{\text{вн}}$  и  $\alpha_{\text{нар}}$  — коэффициенты теплоотдачи от печного пространства к внутренней поверхно-

сти футеровки и от внешней поверх- ности печи в окружающую среду, ккал/м<sup>2</sup>·град·ч;

$F_{\text{вн}}$  и  $F_{\text{нар}}$  — внутренняя и внешняя поверхности стенки, м<sup>2</sup>;

$F_{12}, F_{23} \dots F_{n,n+1}$  — расчетные поверхности слоев футе- ровки, м<sup>2</sup>;

$S_1, S_2 \dots S_n$  — толщины слоев футеровки, м,

$\lambda_1, \lambda_2 \dots \lambda_n$  — коэффициенты теплопроводности ма- териалов отдельных слоев футеров- ки, ккал/м·град·ч.

Строгий расчет тепловых потерь через многослойную стенку осложняется тем, что величины коэффициентов теп- лопроводности, зависящие от температуры, должны прини- маться условно по предварительно намеченным темпера- турным перепадам в отдельных слоях футеровки с после- дующей проверкой и уточняющим пересчетом.

Расчетная поверхность слоя футеровки согласно теории теплопередачи определяется как средняя геометрическая из величин внутренней и внешней поверхностей слоя:

$$F_{12} = \sqrt{F_1 F_2}.$$

Как показывает опыт конструирования, тепловые по- тери через плоскую стенку с точностью, достаточной для технических расчетов, можно определять по упрощенной формуле:

$$q = q_0 F_{\text{расч}}, \quad (3-49)$$

где  $q_0$  — удельные тепловые потери стенки, или потери на 1 м<sup>2</sup> стенки, ккал/м<sup>2</sup>·ч;

$F_{\text{расч}}$  — расчетная поверхность стенки, м<sup>2</sup>.

Удельные тепловые потери стенки определяются по формуле

$$q_0 = \frac{t_1 - t_2}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{S_n}{\lambda_n}}, \quad (3-50)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — температуры внутренней и внешней поверх- ностей футеровки, °С.

В упрощенном расчете тепловых потерь значения ко- эффициентов теплопроводности  $\lambda_1, \lambda_2 \dots \lambda_n$  принимаются в зависимости от материалов слоев футеровки с приближи- тельным учетом средних температур, ожидаемых в слоях,

без последующего пересчета, даже если фактическое распределение температур в слоях окажется иным, чем ожидаемое.

Поскольку температура внешней поверхности стенки  $t_2$  в начале расчета неизвестна, ее значением приходится задаваться. После определения удельных тепловых потерь  $t_2$  следует проверить по условию теплоотдачи с внешней поверхности футеровки. Этот поверочный расчет в большинстве случаев нужен не для уточнений величин удельных тепловых потерь, которые почти не зависят от  $t_2$ , а для выяснения фактической температуры внешней поверхности печи, которая нередко характеризует степень совершенства тепловой изоляции печи.

За расчетную поверхность стенки при определении тепловых потерь целесообразно принимать внешнюю поверхность футеровки; при этом результат расчета потерь получается с некоторым запасом.

Для определения тепловых потерь через футеровку необходимо пользоваться:

- а) конструктивным эскизом футеровки со всеми основными размерами;
- б) таблицами основных характеристик огнеупоров и теплоизоляции;
- в) таблицей коэффициентов теплоотдачи с внешней поверхности печи.

Таблица 3-4

Коэффициенты теплоотдачи излучением и конвекцией и удельные потери в окружающую среду с температурой 20°С

Температура поверхности $t_1$ , °С	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$ , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$	Тепловые потери		Температура поверхности $t_1$ , °С	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$ , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$	Тепловые потери	
		$q_0$ , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$	$P_0$ , $\text{квт/м}^2$			$q_0$ , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$	$P_0$ , $\text{квт/м}^2$
25	7,6	38	0,044	140	14,5	1740	2,020
30	8,3	83	0,096	160	15,5	2170	2,520
40	9,1	182	0,211	180	16,6	2660	3,080
50	9,8	294	0,340	200	17,6	3170	3,680
60	10,4	416	0,482	250	20,3	4670	5,400
70	11,0	550	0,638	300	22,8	6380	7,400
80	11,5	690	0,800	350	26,7	8220	10,200
90	12,1	847	0,980	400	30,6	11650	13,500
100	12,6	1010	1,170	450	34,7	14900	17,300
120	13,6	1360	1,460	500	39,5	18960	22,000

Удельные тепловые потери излучением с поверхности в окружающую среду с температурой 20°С (коэффициент излучения  $C=4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°К}^4 \cdot \text{ч}$ )

Температура излучающей поверхности $t_1$ , °С	Потери излучением $P_0$ , $\text{квт/м}^2$	Температура излучающей поверхности $t_1$ , °С	Потери излучением $P_0$ , $\text{квт/м}^2$	Температура излучающей поверхности $t_1$ , °С	Потери излучением $P_0$ , $\text{квт/м}^2$	Температура излучающей поверхности $t_1$ , °С	Потери излучением $P_0$ , $\text{квт/м}^2$
250	3,10	750	50,30	1250	243,00	1750	775,00
300	4,45	800	61,00	1300	283,00	1800	852,00
350	6,60	850	73,00	1350	320,00	1850	940,00
400	9,15	900	87,00	1400	362,00	1900	1030,00
450	12,30	950	103,00	1450	408,00	2000	1230,00
500	16,10	1000	122,00	1500	455,00	2100	1460,00
550	20,70	1050	142,00	1550	510,00	2200	1720,00
600	26,50	1100	165,00	1600	568,00	2300	2020,00
650	33,00	1150	190,00	1650	620,00	2400	2340,00
700	40,80	1200	218,00	1700	695,00	2500	2760,00

Табл. 3-4 составлена для условий излучения теплоотдающей поверхности, характеризующихся коэффициентом излучения  $C=4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°К}^4 \cdot \text{ч}$ , что соответствует обычной шероховатой поверхности кирпичной стенки или металлического кожуха. При окраске поверхности кожуха алюминиевой краской табличные значения суммарных коэффициентов теплоотдачи следовало бы уменьшить на 20—25%. Однако в действительных условиях эксплуатации промышленных печей даже тонкий слой пыли на поверхности окрашенного кожуха практически устраняет разницу в теплоотдаче излучением темного и окрашенного алюминиевой краской кожухов.

Иногда встречаются ошибочные утверждения о том, что алюминиевая краска на поверхности кожуха дает существенное снижение тепловых потерь печи. В действительности даже в идеальных условиях за счет алюминиевой краски температура поверхности кожуха возрастает лишь на 10—15°С, что может дать теоретическое снижение тепловых потерь через футеровку печи на величину порядка 1—1,5%.

Основной смысл окраски электрических печей алюминиевой краской заключается в том, что она улучшает внешний вид оборудования.

### Пример

Определить тепловые потери боковой стенки камерной печи и температуру ее внешней поверхности. Температура внутренней поверхности  $600^\circ\text{C}$ , температура окружающей среды  $20^\circ\text{C}$ ; стенка выложена из двух слоев: 230-мм шамотного и 230-мм диатомитового кирпича; наружная поверхность стенки  $F=3,68\text{ м}^2$ .

По табл. 2-5 коэффициент теплопроводности шамота составляет  $0,65+0,0005 t_{\text{ср}}$ . Ожидая среднюю температуру шамота  $t_{\text{ср}}=550^\circ\text{C}$ , принимаем расчетный коэффициент теплопроводности шамота  $\lambda_1=0,925$ .

По табл. 2-6 коэффициент теплопроводности диатомитового кирпича класса 500 составляет  $0,09+0,0002 t_{\text{ср}}$ . Ожидая среднюю температуру диатомита  $t_{\text{ср}}=275^\circ\text{C}$ , принимаем коэффициент теплопроводности диатомита  $\lambda_2=0,145$ .

Температурой внешней поверхности стенки задаемся:

$$t_2 = 50^\circ\text{C}.$$

Удельные тепловые потери стенки

$$q_0 = \frac{t_1 - t_2}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2}} = \frac{600 - 50}{\frac{0,23}{0,925} + \frac{0,23}{0,145}} = 300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

По табл. 3-4 для  $t_2 = 50^\circ\text{C}$  теплоотдача с  $1\text{ м}^2$  внешней поверхности стенки составляет  $q'_0 = 294 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ , т. е. в действительности температура внешней поверхности будет не  $50^\circ\text{C}$ , а несколько выше. Зададимся  $t_2 = 55^\circ\text{C}$ , при которой теплоотдача с поверхности по табл. 3-4 составляет  $q'_0 = \frac{294 + 416}{2} = 355 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ , а удельные тепловые потери через стенку

$$q_0 = \frac{600 - 55}{1,834} = 297 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Действительная температура кожуха будет лежать между  $50$  и  $55^\circ\text{C}$ , а удельные тепловые потери — между  $300$  и  $297 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ , т. е.  $q_0 \approx 300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ .

Искомые тепловые потери стенки составляют

$$q = q_0 F = 300 \cdot 3,68 = 1105 \text{ ккал/ч},$$

или

$$\frac{1105}{860} = 1,28 \text{ квт}.$$

Пользуясь данными табл. 3-4, можно определять потери тепла через футеровку действующей печи на основании данных замеров температуры внешней поверхности стенки в условиях установившегося теплового режима печи. Для точности расчетов необходимо производить замер поверхностными термометрами не менее чем в пяти точках на  $1\text{ м}^2$  поверхности кожуха.

### Пример

Определить тепловые потери через футеровку печи по данным фактических измерений: суммарная поверхность кожуха печи  $F = 30\text{ м}^2$ , из них:  $F_1 = 5\text{ м}^2$  с температурой  $t_1 = 120^\circ\text{C}$ ;  $F_2 = 10\text{ м}^2$  с температурой  $t_2 = 80^\circ\text{C}$  и  $F_3 = 15\text{ м}^2$  с температурой  $t_3 = 60^\circ\text{C}$ .

Решение

По табл. 3-4 удельные потери составляют:

$$\text{для } t_1 = 120^\circ\text{C } P_{01} = 1,46 \text{ квт/м}^2;$$

$$\text{для } t_2 = 80^\circ\text{C } P_{02} = 0,8 \text{ квт/м}^2;$$

$$\text{для } t_3 = 60^\circ\text{C } P_{03} = 0,482 \text{ квт/м}^2.$$

Искомые тепловые потери через футеровку

$$P = P_{01}F_1 + P_{02}F_2 + P_{03}F_3 = 1,46 \cdot 5 + 0,8 \cdot 10 + 0,482 \cdot 15 = 22,5 \text{ квт}.$$

Такой метод определения тепловых потерь через футеровку действующих печей является весьма удобным для практического применения, поскольку при этом не требуется никаких данных, характеризующих футеровку; важно лишь, чтобы температуры поверхности кожуха измерялись только после достижения установившегося теплового режима печи.

### б) Определение потерь через цилиндрическую стенку

Из теории теплопередачи известна следующая формула для расчета тепловых потерь через многослойную цилиндрическую стенку:

$$Q = \frac{2\pi(t_1 - t_2)L}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{d_{n+1}}{d_n}}, \quad (3-51)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — температуры внутренней и внешней поверхностей футеровки,  $^\circ\text{C}$ ;

$L$  — длина цилиндрической стенки,  $\text{м}$ ;

$d_1, d_2, d_3 \dots d_n$  — диаметры отдельных слоев футеровки;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots \lambda_n$  — коэффициенты теплопроводности слоев футеровки,  $\text{ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ .

Однако для технических расчетов промышленных электрических печей формула (3-51) практического интереса не представляет, так как разница в расчете потерь по этой формуле и (3-48) для плоской стенки весьма незначительна. Даже при отношении внешнего диаметра футеровки к внутреннему, равном 5, эта разница не превышает 10%, т. е. заведомо находится в пределах точности тепловых расчетов.

Ввиду этого тепловые потери через футеровку цилиндрических печей рекомендуется определять по формуле плоской стенки.

**в) Потери излучением через отверстия в футеровке**

Для расчета потерь излучением необходимо иметь: а) геометрические размеры отверстия и толщину стенки печи в месте расположения отверстия; б) температуру и коэффициент излучения печной камеры; в) температуру и коэффициент излучения окружающего пространства или поверхности, воспринимающих тепловой поток излучения.

Расчетной является общая формула теплопередачи излучением:

$$Q = C_{пр} F_{акт} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Для наиболее распространенного случая излучения из печной камеры в окружающее пространство приведенный коэффициент излучения  $C_{пр}$  обычно принимается равным  $4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°К}^4 \cdot \text{ч}$ , а активная поверхность  $F_{акт}$  определяется как произведение площади поперечного сечения отверстия ( $\text{м}^2$ ) на коэффициент диафрагмирования оконного проема  $\phi$ . Коэффициент диафрагмирования зависит от соотношений геометрических размеров отверстия и толщины стенки; его значения приведены в табл. 3-6.

В табл. 3-5 даны значения удельной тепловой мощности потерь излучением ( $\text{квт/м}^2$ ) для различных температур теплоотдающей поверхности при температуре окружающей среды или тепловоспринимающей поверхности  $20^\circ\text{C}$  и приведенном коэффициенте излучения  $4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°К}^4 \cdot \text{ч}$ .

Изменение температуры окружающей среды или тепловоспринимающей поверхности в пределах  $\pm 50^\circ\text{C}$  при температуре излучающего тела выше  $700^\circ\text{C}$  практически не влияет на величину тепловых потерь излучением.

**Пример**

Определить тепловые потери излучением в окружающую среду через окно размерами  $b \times h = 600 \times 450 \text{ мм}$  при толщине стенки  $345 \text{ мм}$  и температуре печи  $900^\circ\text{C}$ .

По табл. 3-5 удельные потери излучением для температуры  $900^\circ\text{C}$  составляют  $P_0 = 87 \text{ квт/м}^2$ .

Коэффициент диафрагмирования (см. табл. 3-6)  $\phi = 0,59$ . Искомые тепловые потери  $P = P_0 \phi F = 87 \cdot 0,59 \cdot 0,6 \cdot 0,45 = 13,8 \text{ квт}$ .

**Значения коэффициента диафрагмирования  $\phi$  для расчета тепловых потерь излучением через отверстия**

Толщина стенки печи $\delta$ , мм	Ширина окна $b$ , мм	Высота окна $h$ , мм				
		150	250	450	600	750
115	150	0,55	0,63	0,66	0,68	0,69
	300	0,63	0,70	0,73	0,76	0,78
	600	0,68	0,76	0,80	0,82	0,84
	900	0,71	0,79	0,83	0,85	0,87
	1 200 1 500	0,72 0,73	0,81 0,82	0,84 0,86	0,87 0,89	0,89 0,91
230	150	0,43	0,49	0,52	0,55	0,56
	300	0,49	0,56	0,60	0,63	0,64
	600	0,55	0,63	0,67	0,70	0,72
	900	0,57	0,66	0,70	0,73	0,75
	1 200 1 500	0,59 0,61	0,68 0,69	0,72 0,74	0,76 0,77	0,78 0,79
345	150	0,36	0,43	0,45	0,47	0,49
	300	0,42	0,48	0,52	0,55	0,57
	600	0,47	0,55	0,59	0,62	0,64
	900	0,50	0,58	0,63	0,66	0,70
	1 200 1 500	0,52 0,53	0,60 0,61	0,65 0,66	0,68 0,70	0,71 0,72
460	150	0,31	0,36	0,39	0,42	0,43
	300	0,36	0,43	0,46	0,49	0,51
	600	0,42	0,49	0,53	0,56	0,58
	900	0,45	0,52	0,57	0,60	0,62
	1 200 1 500	0,47 0,48	0,55 0,56	0,59 0,61	0,63 0,64	0,65 0,67

Примечание. Для отверстий с размерами, выходящими за табличные значения, коэффициент  $\phi$  может приниматься таким же, как для геометрически подобных отверстий с размерами, имеющимися в таблице.

Так, например, отверстие  $b \times h \times \delta = 1 800 \times 1 200 \times 690 \text{ мм}$  геометрически подобно отверстию  $b_1 \times h_1 \times \delta_1 = 900 \times 600 \times 345 \text{ мм}$  (коэффициент  $\phi = 0,66$ ).

### г) Потери через тепловые короткие замыкания

Тепловые короткие замыкания возникают, когда разогретое печное пространство соединяется с окружающей средой металлическими высокотеплопроводными деталями или когда в нагретом пространстве имеются металлические водоохлаждаемые детали.

Расчет теплоотдачи из печной камеры через выступающие наружу металлические детали сложен и производится с рядом упрощающих допущений. Большой частью потери через выступающие из печи металлические детали относятся в категорию неучтенных потерь.

Потери через водоохлаждаемые элементы печной камеры рассчитывают следующим образом:

а) Определяют активную поверхность водоохлаждаемого элемента, обращенную к нагретому печному пространству.

б) По температуре печи из табл. 3-5 находят значение удельных тепловых потерь излучением.

в) С учетом коэффициента излучения водоохлаждаемого металлического элемента определяют искомые потери тепла. Обычно коэффициент излучения водоохлаждаемых конструкций близок к  $4 \text{ ккал/м}^2 \cdot ^\circ\text{K}^4 \cdot \text{ч}$  и поправки на него против табличных данных делать не следует.

#### Пример

Определить тепловые потери через водоохлаждаемый ведущий вал конвейера с поверхностью, обращенной в печную камеру;  $F = 0,3 \text{ м}^2$  при рабочей температуре печи  $850^\circ\text{C}$ .

#### Решение

Для температуры печи  $850^\circ\text{C}$  удельные потери излучением по данным табл. 3-5 составляют  $P_0 = 73 \text{ кВт/м}^2$ .

Искомые потери тепла

$$P = P_0 F = 73 \cdot 0,3 = 21,9 \text{ кВт.}$$

### д) Потери конвекцией через отверстия и неплотности печи

Определение этих потерь представляет значительные трудности, ввиду чего в практических расчетах печей их обычно относят к категории неучтенных потерь. Конвективные потери могут достигать значительных величин при больших разностях отметок нижних и верхних отверстий печи. Так, в конвейерной печи с опущенным открытым разгрузочным коробом между нижним отверстием короба и сводом имеется значительная разница отметок; ввиду это-

го небольшая щель вокруг установленной в своде термопары или вывода нагревателя может вызвать тепловые потери в несколько киловатт. В этих условиях для борьбы с конвективными потерями необходимо закрывать нижнее отверстие разгрузочного короба (например, гидравлическим затвором) либо принимать дополнительные меры к тщательному уплотнению всех высоко расположенных отверстий в футеровке печи.

Еще большее значение могут иметь конвективные потери в высоких шахтных печах, особенно с нижней загрузкой. В таких печах, когда надежное уплотнение нижнего загрузочного отверстия весьма затруднено, необходимо обеспечить тщательное уплотнение всех отверстий в верхней части шахты печи и герметичность кожуха. Тяга воздуха через печь за счет конвективных потоков, помимо добавочных тепловых потерь, в ряде случаев вызывает вредное воздействие на нагреваемую в печи загрузку. В связи с этим борьба с подсосом воздуха в печь непосредственно влияет на качество продукции.

### 3-11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА, НЕОБХОДИМОГО НА РАЗОГРЕВ ПЕЧИ

В ряде случаев в расчетах электрических печей требуется определить количество тепла, необходимого на разогрев печи, например для составления теплового баланса периодически действующей печи с частичным или полным охлаждением футеровки, а также для определения времени разогрева футеровки любой печи.

Тепло, необходимое на разогрев печи (или, что то же, аккумулируемое печью тепло), подсчитывается следующим образом:

а) Определяют ориентировочные веса основных элементов футеровки (огнеупорной части и теплоизоляции) и внутренних металлических конструкций печи.

б) По данным расчета тепловых потерь через футеровку определяют средние температуры огнеупорной и теплоизоляционной частей футеровки; температура внутренних металлических конструкций обычно принимается равной температуре печи.

в) По таблице характеристик огнеупорных материалов и теплоизоляции выбирают коэффициенты теплоемкости отдельных элементов футеровки, а по табл. 1-4 и 1-5—коэффициенты теплоемкости или удельные теплосодержания материалов внутренних металлических конструкций.

г) Количество аккумулированного печью тепла определяют как разность теплосодержания печи до и после разогрева ее:

$$Q_{\text{акк}} = Q_{\text{акк}t} - Q_{\text{акк}t_0},$$

где  $Q_{\text{акк}t}$  — суммарное теплосодержание печи при ее рабочей температуре, *ккал*;

$Q_{\text{акк}t_0}$  — то же при температуре печи в начале разогрева.

В случае разогрева холодной печи  $Q_{\text{акк}t_0}$  для упрощения расчета принимается равным нулю. Тогда аккумулированное тепло подсчитывают по формуле

$$Q_{\text{акк}t} = G_1 c_1 t_{1\text{ср}} + G_2 c_2 t_{2\text{ср}} + G_3 c_3 t_3 \text{ ккал}, \quad (3-52)$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  и  $G_3$  — веса огнеупорной части футеровки, теплоизоляции и внутренних металлоконструкций, *кг*;

$t_{1\text{ср}}$  и  $t_{2\text{ср}}$  — средние температуры огнеупорной части футеровки и теплоизоляции,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_3$  — температура внутренних металлоконструкций,  $^{\circ}\text{C}$ .

Если огнеупорная или теплоизоляционная футеровка состоит из нескольких слоев с материалами, различными по объемным весам и коэффициентам теплопроводности или теплоемкости, то для большей точности рекомендуется вводить в расчет теплосодержание каждого слоя в отдельности.

Обычно основной составляющей аккумулированного печью тепла является теплосодержание огнеупорной кладки, поскольку она выполняется из материалов с большими объемными весами, чем материалы теплоизоляционной части, а также потому, что средняя температура огнеупорной части футеровки значительно выше, чем средняя температура теплоизоляции. Поэтому для ускорения разогрева и охлаждения печи необходимо стремиться выполнять огнеупорную часть футеровки из возможно более легковесных материалов, допустимых по условиям механической прочности и термической стойкости огнеупорной кладки. Это особенно важно для печей периодического действия, например работающих одну или две смены. При подсчете аккумулированного тепла теплосодержанием внешних металлических конструкций печи обычно пренебрегают.

### 3-12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ РАЗОГРЕВА ПЕЧИ

Время разогрева печи представляет практический интерес с точки зрения: а) затраты времени на подготовку холодной или частично остывшей печи к работе в заданном технологическом режиме и б) оценки расхода энергии на разогрев печи, поскольку он зависит от длительности разогрева.

За время разогрева в печи необходимо выделить количество энергии, достаточное для обеспечения необходимого теплосодержания футеровки и компенсации тепловых потерь. В начале разогрева холодной печи тепловые потери равны нулю, а к концу разогрева они достигают своего номинального значения.

Исходя из теплового баланса периода разогрева, время разогрева печи определяют по формуле

$$\tau_{\text{раз}} = \frac{Q_{\text{акк}}}{P - q_{\text{ср}}}, \quad (3-53)$$

где  $Q_{\text{акк}}$  — полное количество аккумулируемого за время разогрева печи тепла, *квт·ч*;

$P$  — средняя мощность нагревателей печи в период разогрева, *квт*;

$q_{\text{ср}}$  — средние тепловые потери за время разогрева, *квт*.

В качестве средней мощности в период разогрева рекомендуется принимать 80% установленной мощности нагревательных элементов; этим учитываются падение напряжения в сети и старение нагревателей.

Для разогрева холодной печи  $q_{\text{ср}}$  обычно принимают равными 50% тепловых потерь печи в установившемся тепловом режиме; при этом из тепловых потерь печи можно исключить потери излучением через открытые окна, поскольку печь обычно разогревается с закрытыми дверцами.

#### Пример

Определить время разогрева печи от холодного состояния до установившегося режима с номинальной рабочей температурой. Количество аккумулируемого печью тепла  $Q_{\text{акк}} = 1000$  *квт·ч*; установленная мощность печи  $P_{\text{уст}} = 120$  *квт*; тепловые потери печи в установившемся режиме  $P_{\text{пот}} = 25$  *квт*.

Искомое время разогрева печи

$$\tau_{\text{раз}} = \frac{Q_{\text{акк}}}{0,8P_{\text{уст}} - 0,5P_{\text{пот}}} = \frac{1000}{0,8 \cdot 120 - 0,5 \cdot 25} = 12 \text{ ч.}$$

Приведенная методика, строго говоря, справедлива для печи с одной тепловой зоной и для печи с несколькими тепловыми зонами при одинаковой удельной мощности нагревателей. Для печей с существенно разными в отдельных тепловых зонах мощностями нагревателей на  $1 \text{ м}^2$  стенки время разогрева следует рассчитывать по отдельным тепловым зонам. При этом время полного разогрева печи до установившегося теплового режима определяется временем разогрева футеровки в тепловой зоне с минимальной удельной мощностью нагревательных элементов. В последних зонах длинных методических печей, где потребная мощность определяется в основном величиной тепловых потерь, установленную мощность рекомендует выбирать с учетом условий разогрева холодной футеровки. Во избежание чрезмерной длительности разогрева футеровки иногда приходится выбирать установленную мощность зоны с коэффициентом избытка, значительно превышающим общепринятые значения; в практике встречаются коэффициенты избытка мощности в последних зонах методических печей  $K=3-5$  и выше.

В некоторых случаях выбор мощности нагревательных элементов целиком определяется временем разогрева футеровки, например при расчете стенда колпаковой печи и нагревателей, размещаемых в камерах охлаждения или специальных камерах выдержки.

### 3-13. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К РАСЧЕТУ НАГРЕВАТЕЛЕЙ

Расчет нагревательных элементов должен удовлетворять следующим технико-экономическим требованиям:

а) В пределах принятых размеров печной камеры нагревательные элементы должны размещаться соответственно заданному тепловому режиму нагрева загрузки с обеспечением требуемой производительности печи и возможности ее повышения.

б) Форма и размеры поперечного сечения нагревателя должны выбираться из условия обеспечения длительной бесперебойной службы нагревателя при заданном тепловом режиме печи. Срок службы нагревательных элементов промышленных электрических печей сопротивления должен измеряться годами. Лишь в отдельных случаях в высокотемпературных печах, когда нагреватели вынужденно работают при предельных температурах того или иного материала, можно мириться со сроком службы нагревателей менее года.

в) Нагревательные элементы должны обеспечивать минимальный годовой расход дефицитных сплавов на  $1 \text{ кВт}$  установленной мощности печи.

Правильный расчет, соответствующий этим требованиям, нужно увязывать с конструкцией нагревателя, отвечающей конкретным условиям эксплуатации его.

### 3-14. РАЗМЕЩЕНИЕ НАГРЕВАТЕЛЕЙ В ПЕЧНОЙ КАМЕРЕ

Анализируя условия распределения мощности в печной камере, следует различать два вида электрических печей: а) печи периодического действия и б) печи непрерывного действия (методические).

В садочных печах для получения максимальной производительности и равномерности нагрева загрузки необходимо стремиться к равномерному распределению температуры по стенкам печной камеры.

Распределение общей установленной мощности между тепловыми зонами садочной печи должно учитывать правильную и независимую компенсацию тепловых потерь различными участками печи и равномерное выделение полезного теплового потока различным участкам загрузки. При этом весьма важен правильный выбор основного направления полезного теплового потока из условий наиболее выгодного восприятия тепла загрузкой для достижения максимальной равномерности и сокращения времени нагрева. Для примера рассмотрим распределение мощности между зонами в колпаковой печи для светлого отжига автомобильного листа завода «Запорожсталь».

Загрузка печи весом  $80 \text{ т}$  представляет собой стопу тонких стальных листов шириной  $1500$ , высотой  $1500$  и длиной  $6000 \text{ мм}$ . Для аналогичного назначения в отечественной промышленности применялись колпаковые печи фирмы Вестингауз с весом загрузки около  $25 \text{ т}$ , в которых нагревательные элементы размещались на четырех стенках колпака.

Учитывая, что теплопроводность пакета в вертикальном направлении в  $4-6$  раз меньше, чем по горизонтали, нагрев загрузки принимается только в горизонтальном направлении. Анализируя условия нагрева пакета по длине, нетрудно прийти к выводу о том, что для быстрого и равномерного нагрева подвод тепла со стороны торцов пакета является не только бесполезным, но даже вредным, так как добавочный подвод тепла, не ускоряя нагрева средней части пакета, вызывает перегрев торцовых участков пакета.



При этом важно обеспечить отсутствие как подвода тепла от нагревателей, так и отвода тепла через стенки печи для нижней, верхней и обеих торцовых поверхностей пакета.

Основным источником неравномерности нагрева загрузки в колпаковой печи может являться значительный отсос тепла через футеровку стенда (основания) печи. Для решения этого вопроса в колпаковой печи 80 т с целью нагрева стенда в начале цикла и компенсации его тепловых потерь была выделена самостоятельная регулируемая тепловая зона стенда установленной мощностью 100 кВт. Для нагрева загрузки служат две основные зоны мощностью по 200 кВт, расположенные одна над другой на продольных и частично торцовых стенках колпака, где размещается незначительная часть мощности основных зон, необходимая лишь для компенсации тепловых потерь торцовых стенок колпака. Опыт эксплуатации колпаковых печей 80 т подтвердил целесообразность изложенного принципа распределения мощности.

В камерных электрических печах мощностью до 100 кВт разделения мощности на отдельные тепловые воны, как правило, не производится, однако для обеспечения правильной компенсации тепловых потерь в целях достижения большей равномерности распределения температуры в рабочем пространстве печи рекомендуется сгущать секции нагревателей у торцовых стенок, если на них нет нагревательных элементов, и особенно у загрузочного окна.

Как показывает опыт эксплуатации, в садочных электрических печах без искусственной циркуляции атмосферы для обеспечения равномерности распределения температуры высоту отдельной тепловой зоны рекомендуется принимать равной 800—1 200 мм.

При распределении мощности печи по зонам необходимо избегать обеих крайностей—слишком большого количества зон с излишней коммутационной и регулирующей аппаратурой и чрезмерно малого количества зон в печах большой мощности, при котором мощность одной зоны выходит за рамки возможностей использования нормальных контакторов.

При наличии в печи нескольких отдельно регулируемых тепловых зон их потребная мощность определяется в результате теплового расчета печи. Однако в процессе расчета нагревательных элементов нередко оказывается целесообразным пересмотр распределения мощности между зонами для унификации применяемых сечений нагревателей и

коммутационной аппаратуры. Для обеспечения рационального режима нагрева загрузки в методической печи в зонах нагрева необходимо выбирать уменьшающиеся по ходу движения загрузки удельные мощности нагревателей на 1 м<sup>2</sup> стенки или на 1 пог. м печи. При большом количестве зон нагрева это требование может привести к большому числу разных сечений нагревателей в печи, что нецелесообразно как с точки зрения изготовления, так и для эксплуатации печи. В таких случаях можно рекомендовать следующие мероприятия для уменьшения ассортимента сечений нагревателей:

а) Если мощности зон различаются существенно, например в 1,5—2 раза, следует проверить возможность применения одного сечения нагревателя за счет различных схем включения (одна ветвь в зоне меньшей мощности и две параллельные в зоне большей мощности). Аналогично этому при различии мощностей в 2,5—3 раза возможен вариант исполнения нагревателя зоны меньшей мощности в виде однофазной группы, а зоны большей мощности в виде трехфазной группы.

б) Если мощности зон различаются незначительно, например на 20—40%, то унификация сечений нагревателей часто оказывается возможной за счет принятия в зонах нагрева одинаковых по абсолютной величине мощностей, но с различными плотностями размещения нагревателей в зонах по длине печи; в одной зоне можно принять нагреватели с меньшим шагом, а в следующей по ходу движения загрузки зоне шаг нагревателей соответственно увеличить. При этом режим нагрева загрузки, определяемый удельной мощностью нагревателей, не будет нарушен и стойкость нагревателей останется примерно такой же, поскольку, несмотря на одинаковую удельную поверхностную мощность нагревателей, увеличение шага размещения в зоне с более высокой температурой загрузки облегчает условия службы нагревателей.

При определении величин установленных мощностей отдельных тепловых зон необходимо также учитывать возможности коммутационной аппаратуры, т. е. величину магнитной станции и его определяющего аппарата—контактора. Рекомендуется выбирать мощности тепловых зон с таким расчетом, чтобы соответствующий контактор работал с током порядка до 80—85% максимально допустимого тока. Применительно к распространенным случаям трехфазных зон в сети 380 в следует рекомендовать

максимальные мощности зон: 40—45 квт—для контактора II величины, 80—85 квт—для контактора III величины и 160—180 квт—для контактора IV величины, используя контакторы на предельные значения их токов лишь при крайней необходимости.

Размещать нагревательные элементы в печной камере должно с учетом возможных вредных воздействий загрузки и транспортных устройств на нагреватели в процессе эксплуатации.

Примером неудачного размещения нагревательных элементов без учета условий эксплуатации печи являются неработавшие в 1948—1949 гг. конвейерные печи серии К для закалки мелких стальных изделий (печи К-80, К-120 и К-160). В этих печах около половины мощности размещено на поде печи под жароупорным настилом, по которому движется лента конвейера, остальная часть размещена на боковых стенках. Опыт эксплуатации этих печей показал, что подовые нагреватели, двукратно экранированные от загрузки—подовым настилом и лентой конвейера, часто перегорают и на длительное время выводят печь из строя. Радикальным средством улучшения условий работы нагревателей и конвейерной ленты является перенос нагревателей в зоны нагрева с пода на свод. Преимуществами такой системы нагрева являются:

- 1) отсутствие перегрева ленты конвейера сверх заданной температуры нагрева загрузки;
- 2) уменьшение сопротивления движению ленты по жароупорному настилу, который в этом случае может быть выполнен в виде легкой сплошной направляющей;
- 3) улучшение условий работы и повышение срока службы нагревателей;
- 4) облегчение ремонта и замены нагревателей.

Под лентой конвейера полезно оставить нагреватели небольшой мощности для компенсации тепловых потерь пода, выделив их в самостоятельно регулируемую тепловую зону и обеспечив быструю замену их без длительной остановки печи.

### 3-15. ПОРЯДОК РАСЧЕТА НАГРЕВАТЕЛЕЙ

Для расчета нагревателей необходимо иметь следующие данные:

а) установленную мощность печи (при наличии в печи одной тепловой зоны), а также мощность каждой отдельной зоны (при наличии в печи нескольких тепловых зон)  $P$ , квт;

б) напряжение сети, к которой подключается печь,  $U$ , в;

в) максимальную температуру нагрева загрузки ( $^{\circ}\text{C}$ );

г) сведения о взаимном расположении нагревательных элементов и загрузки, чем определяется характер теплоотдачи от нагревателей к загрузке;

д) величину тепловых потерь на единицу поверхности стенки на участках, где размещаются нагревательные элементы ( $\text{квт}/\text{м}^2$ ).

Расчету обычно предшествует выбор материала нагревательных элементов в зависимости от максимальной температуры нагрева загрузки и характера среды, в которой должны работать нагреватели. При температурах нагрева загрузки до  $1200^{\circ}\text{C}$  могут применяться широко распространенные металлические нагреватели из хромоникелевых и хромоалюминиевых сплавов. При температурах нагрева  $1150—1350^{\circ}\text{C}$  целесообразно применение карборундовых нагревателей, а при температурах порядка  $1400^{\circ}\text{C}$  и выше возникает необходимость применения специальных тугоплавких металлов, обычно работающих в атмосфере защитных газов или вакууме, а также угольных нагревателей.

Для выбранного материала соответственно максимальной рабочей температуре печи принимается расчетное значение удельного электрического сопротивления нагревателя  $\rho$ , ом  $\cdot$  мм<sup>2</sup>/м. Расчет нагревательных элементов обычно начинается с выбора допустимой удельной поверхностной мощности, т. е. мощности, выделяемой с единицы внешней поверхности нагревателя  $\omega$ , вт/см<sup>2</sup>. Величина ее зависит от:

- а) максимальной температуры, допустимой для выбранного материала нагревателя при длительной эксплуатации;
- б) максимальной температуры тепловоспринимающей поверхности загрузки или нагреваемой среды;
- в) условий теплоотдачи от нагревателя к загрузке или нагреваемой среде.

В большинстве высокотемпературных электрических печей сопротивления теплоотдача от нагревателей к загрузке осуществляется в основном за счет излучения, а условия теплоотдачи нагревателей характеризуются степенью экранирования нагревателей и взаимным коэффициентом излучения нагревателя и загрузки.

В печах с принудительной циркуляцией атмосферы теплоотдача от нагревателей к нагреваемому газу осуществляется в основном за счет конвекции. В этих условиях на-

Нагревательные элементы характеризуются коэффициентом теплоотдачи и активной поверхностью соприкосновения нагревателя с газовым потоком. При погружении нагревателей в жидкую среду (вода, масло, расплавленный металл и др.) условия теплоотдачи нагревателя аналогично предыдущему определяются коэффициентом теплоотдачи и поверхностью соприкосновения нагревателя с жидкой средой.

В специальных конструкциях нагревательные элементы заделываются в сплошную керамическую массу и передача тепла осуществляется теплопроводностью через окружающую нагреватель массу. В этом случае условия теплоотдачи нагревателя характеризуются тепловым сопротивлением слоя массы и активной поверхностью нагревателя.

Как показывает опыт эксплуатации, существенное влияние на долговечность нагревательных элементов, помимо удельной поверхностной нагрузки, оказывают размеры поперечного сечения нагревательного сплава. В печах с рабочими температурами  $700^{\circ}\text{C}$  и выше применение нагревательных элементов с малыми размерами поперечного сечения (проводами диаметром до  $4\text{ мм}$  и ленты толщиной до  $1,5\text{ мм}$ ), как правило, приводит к неудовлетворительной работе печи из-за частого перегорания нагревательных элементов, несмотря на то, что удельные поверхностные нагрузки их находятся в пределах, допустимых по общепринятым нормам расчета.

Неправильный выбор сечения нагревательных элементов встречается весьма часто вследствие необоснованного стремления к выполнению печей малой мощности с нагревателями в виде симметричных трехфазных систем без учета конкретных условий работы нагревателей. Неудовлетворительная служба нагревательных элементов с малыми размерами поперечного сечения находит простое объяснение с точки зрения местных перегревов, приводящих к быстрому выходу нагревателя из строя. Нагревательный сплав имеет в отдельных участках неуловимые при внешнем осмотре и не являющиеся основанием для браковки изъяны в сплошности поперечного сечения. Как бы незначительно ни было уменьшение поперечного сечения, оно приводит к местному повышению плотности тока, следствием чего является повышение температуры в отдельных сечениях нагревателя. Другим источником местных перегревов нагревателя является его соприкосновение с опорными устройствами, поддерживающими нагреватель. Третьим источни-

ком местных перегревов является неодинаковое расстояние между отдельными витками, неизбежно вызываемое, с одной стороны, условиями изготовления и монтажа нагревателей и, с другой—короблением нагревателей в результате нагрева. Все указанные причины местных перегревов нагревателей имеют место при любом сечении нагревателей, однако их вредное влияние при больших сечениях сказывается значительно меньше. Так, например, местное уменьшение площади поперечного сечения на  $0,1\text{ мм}^2$  при диаметре проволоки  $2\text{ мм}$  составляет около  $3\%$ , а при диаметре  $6\text{ мм}$ —всего  $0,35\%$  общей площади сечения. Относительная неравномерность шага навивки нагревателя при крупном его сечении также значительно уменьшается. К тому же при крупных сечениях нагревателей вредное влияние местных перегревов в большей мере преодолевается повышенной теплопроводностью за счет развитой площади поперечного сечения. Приведенные соображения объясняют стремление эксплуатационного персонала иметь в промышленных электрических печах сопротивления нагревательные элементы большого сечения и недоверие к нагревателям мелких сечений.

По соображениям эксплуатационной надежности для нагревателей высокотемпературных промышленных электрических печей сопротивления следует рекомендовать проволоку диаметром не менее  $5\text{ мм}$  и ленту толщиной не менее  $2\text{ мм}$ , допуская в виде исключения проволоку диаметром  $4\text{—}4,5\text{ мм}$  и ленту толщиной  $1,4\text{—}1,8\text{ мм}$ . Указанное ограничение не распространяется на нагревательные элементы калориферов и специальные виды нагревателей, как, например, трубчатые элементы, для которых ввиду специальных условий работы применение нагревательных сплавов тонких сечений является оправданным.

Помимо соображений о минимальных размерах поперечного сечения нагревателя по условиям надежности его работы, при расчете нагревательных элементов следует заботиться о применении как для отдельной печи, так и для ряда печей минимального ассортимента нагревательных сплавов и размеров их сечения. Если потребность в большом количестве марок сплавов и их сечений вызывает затруднения в изготовлении электрических печей, то в еще большей степени это осложняет обслуживание печей в эксплуатации из-за трудности обеспечения материалами для замены нагревателей. В связи с этим кажущаяся экономия нагревательного сплава за счет применения в одной из теп-

ловых зон печи небольшого количества нагревательного сплава более тонкого сечения практически может привести к заметному усложнению изготовления и эксплуатации печи и значительным производственным потерям.

В ряде практических случаев расчет нагревательных элементов приходится проводить, ориентируясь на имеющиеся в наличии сечения нагревательных сплавов, что особенно характерно для изготовления нагревателей к действующим печам на месте их установки.

После выбора материала и допустимой удельной поверхностной мощности расчет нагревательных элементов сводится к определению их размеров. Определять размеры нагревателей можно двумя методами.

Первый метод заключается в том, что по известным исходным данным определяют размер поперечного сечения, а затем длину нагревателя.

Для расчета нагревательных элементов здесь применяются следующие формулы:

для нагревателя круглого сечения

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^6 \rho P^2}{\pi^2 U^2 \omega_d}}; \quad (3-54)$$

для нагревателя прямоугольного сечения

$$a = \sqrt[3]{\frac{10^6 \rho P^2}{2m(m+1)U^2 \omega_d}}, \quad (3-55)$$

где  $d$  и  $a$  — диаметр круглого и толщина прямоугольного сечений, мм;

$m$  — отношение ширины к толщине прямоугольного сечения;

$\rho$  — удельное электрическое сопротивление материала при рабочей температуре,  $ом \cdot мм^2/м$ ;

$P$  — расчетная мощность,  $квт$ ;

$U$  — расчетное напряжение,  $в$ ;

$\omega_d$  — допустимая удельная поверхностная нагрузка  $вт/см^2$ .

#### Пример

Определить размеры проволочного и ленточного нагревателей трехфазной однозонной печи мощностью  $50$   $квт$  с рабочей температурой  $850^\circ C$ . Напряжение питающей сети  $380$   $в$ . Нагреватели должны быть расположены равномерно на суммарной площади стен  $F_{ст} = 1,0$   $м^2$ .

Решение

В качестве материала для нагревателей принимается нихром Х20Н80Т с удельным сопротивлением в горячем состоянии  $\rho = 1,3$   $ом \cdot мм^2/м$ . Допустимая удельная поверхностная нагрузка нагревателей принимается равной  $2,5$   $вт/см^2$ .

Расчетная мощность нагревателя на фазу

$$P = \frac{50}{3} = 16,7 \text{ кВт.}$$

Расчетное напряжение нагревателя на фазу (при соединении фаз в звезду)

$$U = \frac{380}{1,73} = 220 \text{ в.}$$

Диаметр проволочного нагревателя

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot 1,35 \cdot 16,7^2}{3,14^2 \cdot 220^2 \cdot 2,5}} = 5 \text{ мм.}$$

Полученный расчетом диаметр проволоки не вызывает сомнений в работоспособности нагревателя. Площадь поперечного сечения нагревателя

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 = 0,785 \cdot 5^2 = 19,6 \text{ мм}^2.$$

Сопротивление нагревателя на фазу

$$R = \frac{U^2}{P} = \frac{220^2}{16,7 \cdot 10^3} = \frac{48400}{16700} = 2,9 \text{ ом.}$$

Длина нагревателя на фазу

$$L = \frac{Rq}{\rho} = \frac{2,9 \cdot 19,6}{1,3} = 43,6 \text{ м.}$$

Поверхность нагревателя на фазу

$$F = \pi dL = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 4360 = 6850 \text{ см}^2.$$

Фактическая удельная поверхностная нагрузка нагревателя

$$\omega = \frac{P}{F} = \frac{16700}{6850} = 2,45 \text{ вт/см}^2.$$

Проверка возможности размещения нагревателя на заданной поверхности стенки: задаваясь предварительно средним диаметром спирали  $D = 10d$  и шагом размещения спиралей  $S = 110$  мм (толщина кирпича и лещадки), определяем суммарную длину оси спирали, которую можно разместить на стенке  $1 \times 1 = 1$   $м^2$ :

$$L_{сп} = \frac{1,0}{S} 1,0 = \frac{1,0}{0,11} 1 = 9,1 \text{ м.}$$

Развернутая длина одного витка спирали

$$l = \pi D = 3,14 \cdot 50 = 157 \text{ мм} = 0,157 \text{ м.}$$

Суммарное число витков спиралей для всех трех фаз

$$n = \frac{3L}{l} = \frac{3 \cdot 43,6}{0,157} = 834.$$

Шаг витка спирали

$$t = \frac{L_{\text{сп}}}{n} = \frac{9100}{834} = 10,9 \text{ мм.}$$

что является вполне приемлемым для проволоки диаметром 5 мм. Проверка показала возможность размещения проволочных нагревателей на заданной поверхности стенки.

Толщина ленточного нагревателя (при  $m = \frac{b}{a} = 10$ )

$$a = \sqrt[3]{\frac{10^5 \rho P^2}{2m(m+1)U^2 \omega_d}} = \sqrt[3]{\frac{10^5 \cdot 1,3 \cdot 16,7^2}{2 \cdot 10 \cdot 11 \cdot 220^2 \cdot 2,5}} = 1,1 \text{ мм.}$$

Полученное сечение ленты  $1,1 \times 11$  мм недостаточно надежно по условиям эксплуатации; для промышленной печи рекомендуется применять ленту толщиной не менее 2 мм. Следует произвести перерасчет исходя из сечения ленты  $2 \times 20$  мм с определением пониженного напряжения для его питания.

Периметр сечения нагревателя  $\Pi = 2(0,2 + 2) = 4,4$  см.

Поверхность нагревателя на фазу

$$F = \frac{P}{\omega_d} = \frac{16700}{2,5} = 6680 \text{ см}^2.$$

Длина нагревателя на фазу

$$L = \frac{F}{\Pi} = \frac{6680}{4,4} = 1520 \text{ см, или } 15,2 \text{ м.}$$

Сопротивление нагревателя на фазу

$$R = \rho \frac{L}{q} = 1,3 \frac{15,2}{2 \cdot 20} = 0,493 \text{ ом.}$$

Необходимое фазное напряжение для питания нагревателя

$$U_{\phi} = \sqrt{PR} = \sqrt{16700 \cdot 0,493} = 90,6 \text{ в.}$$

Линейное напряжение трехфазного трансформатора  $U_d = 157$  в.

Проверка возможности размещения ленточного нагревателя на заданной поверхности стенки: задаваясь шагом расположения смежных полос ленточного нагревателя 20 мм, определяем число полос нагревателя на стенке размерами  $1 \times 1 = 1$  м<sup>2</sup>, учитывая, что около 20% поверхности стенки занимают просветы между зигзагообразными секциями.

Суммарная длина ленты, размещаемой на 1 м<sup>2</sup> стенки,

$$L'_{\text{сумм}} = \frac{0,8 \cdot 1000}{20} \cdot 1,0 = 40 \text{ м.}$$

Требуется разместить  $L_{\text{сумм}} = 3L = 3 \cdot 15,2 = 45,6$  м.

Расчет показывает, что ленточные нагреватели сечением  $2 \times 20$  мм могут быть размещены с шагом расположения смежных полос 18 мм, однако их применение нецелесообразно, так как для их питания требуется понизительный трансформатор.

Второй метод расчета нагревателей заключается в том, что, задаваясь размером поперечного сечения нагревателя, определяют его длину и проверяют величину удельной поверхностной мощности для принятого сечения. Если оказывается, что удельная поверхностная мощность существенно отличается от допустимой (особенно в большую сторону), то производят перерасчет нагревателя с изменением его поперечного сечения или расчетного напряжения за счет пересмотра схемы включения. При кажущейся на первый взгляд сложности способа он оказывается вполне целесообразным для практических расчетов промышленных электрических печей сопротивления.

**Пример расчета нагревателя по второму методу**

Условия те же, что и в предыдущем примере:  $P = 16,7$  кВт;  $U = 380/220$  в;  $\rho = 1,3$  ом·мм<sup>2</sup>/м;  $\omega_d = 2,5$  вт/см<sup>2</sup>.

Решение

**а) Проволочный нагреватель**

Исходя из схемы соединения нагревателей в звезду ( $U = 220$  в) принимаем диаметр проволоки 6 мм.

$$q = 0,785 \cdot 6^2 = 28,3 \text{ мм}^2.$$

Длина нагревателя на фазу

$$L = \frac{Rq}{\rho} = \frac{2,9 \cdot 28,3}{1,3} = 63 \text{ м.}$$

Удельная поверхностная мощность

$$\omega = \frac{16700}{6300 \cdot 3,14 \cdot 0,6} = 1,4 \text{ вт/см}^2,$$

т. е. значительно меньше, чем  $\omega_d = 2,5$  вт/см<sup>2</sup>. Принимаем диаметр проволоки 5 мм, тогда

$$q = 0,785 \cdot 5^2 = 19,6 \text{ мм}^2.$$

Длина нагревателя

$$L = \frac{2,9 \cdot 19,6}{1,3} = 43,6 \text{ м.}$$

Удельная поверхностная мощность

$$\omega = \frac{16\,700}{4\,360 \cdot 3,14 \cdot 0,5} = 2,45 \text{ вт/см}^2,$$

что почти равно  $\omega_d = 2,5 \text{ вт/см}^2$ .

Проверку размещения нагревателя см. предыдущий пример.

### б) Ленточный нагреватель

Принимаем сечение ленты равным  $2 \times 20 = 40 \text{ мм}^2$ ; при расчетном напряжении  $U = 220 \text{ в}$  длина нагревателя на фазу

$$L = \frac{2,9 \cdot 40}{1,3} = 90 \text{ м.}$$

Удельная поверхностная мощность нагревателя

$$\omega = \frac{16\,700}{9\,000 \cdot 4,4} = 0,422 \text{ вт/см}^2.$$

Чтобы привести в соответствие  $\omega$  с  $\omega_d = 2,5 \text{ вт/см}^2$ , необходимо либо значительно уменьшить сечение, либо применить пониженное напряжение питания. Значительное уменьшение сечения ленты нецелесообразно, так как нагреватель малого сечения в промышленной печи, как отмечалось, работает неудовлетворительно. Остается второй вариант — применение понижительного трансформатора (см. предыдущий пример).

### 3-16. О ПОНЯТИИ «УДЕЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТНАЯ МОЩНОСТЬ НАГРЕВАТЕЛЯ»

Применяемый в расчетах электрических печей сопротивление термин «удельная поверхностная мощность нагревателя» требует пояснения. При отсутствии специальных оговорок удельная поверхностная мощность нагревателя — величина, получаемая делением мощности нагревателя в ваттах на общую поверхность нагревателя в квадратных сантиметрах. В общем случае удельная поверхностная мощность нагревателя физического смысла не имеет и является лишь расчетной величиной. Для доказательства рассмотрим условия работы так называемого «идеального нагревателя», представляющего собой тонкий лист, окружающий загрузку со всех сторон. Такой нагреватель своей внутренней поверхностью выделяет тепловой поток только к загрузке, а внешней — только к футеровке печи. В режиме нагрева загрузки большая часть мощности нагревателя передается загрузке (при весьма совершенной теплоизоляции в отдельных случаях тепловыми потерями можно

даже пренебречь). Таким образом, идеальный нагреватель работает с совершенно различными фактическими удельными поверхностными мощностями: на внутренней поверхности

$$W_1 = \frac{P_{\text{полезн}}}{0,5F_n},$$

а на внешней поверхности

$$W_2 = \frac{P_{\text{потерь}}}{0,5F_n}.$$

Расчетная удельная поверхностная мощность такого нагревателя, являющаяся средней величиной между  $W_1$  и  $W_2$ ,

$$W = \frac{P_{\text{нагр}}}{F_n} = \frac{P_{\text{полезн}} + P_{\text{потерь}}}{F_n} = \frac{W_1 + W_2}{2}$$

не отражает фактических условий теплоотдачи.

В расчетах встречается также термин «эффективная» или «приведенная» удельная поверхностная мощность. Эта величина получается делением мощности, передаваемой от нагревателя к основной тепловоспринимающей поверхности, на соответствующую активную поверхность нагревателя. Основной тепловоспринимающей поверхностью мы называем поверхность, воспринимающую наибольшую часть выделяемой нагревателем мощности.

В начальной стадии нагрева загрузки основная часть мощности нагревателя обычно выделяется в сторону загрузки, а меньшая — в сторону футеровки; в конечной стадии нагрева могут иметь место уменьшение теплового потока к загрузке и увеличение доли теплового потока к футеровке. В режиме выдержки нагреватель, как правило, не должен передавать тепло загрузке, а вся его мощность расходуется на покрытие тепловых потерь через футеровку. В последнем случае основной тепловоспринимающей поверхностью является внутренняя поверхность футеровки. Применительно к рассмотренному выше случаю идеального нагревателя эффективной, или приведенной удельной поверхностной мощностью является его внутренняя поверхностная мощность  $W_1$  (при условии  $P_{\text{полезн}} > P_{\text{потерь}}$ ). Переходя от идеального нагревателя к реальным условиям неполного заполнения нагревателями внутренней поверхности печной камеры, можно считать, что в общем случае каж-

дый нагреватель имеет две величины эффективной удельной поверхностной мощности: одну—по отношению к загрузке и другую по отношению к футеровке. Максимальная из этих двух величин является определяющей для температуры нагревателя в конкретных условиях работы.

Таким образом, для правильного выбора размеров нагревателя необходимо, помимо расчетных и эффективных удельных поверхностных мощностей, руководствоваться конкретными условиями теплообмена в печной камере с учетом максимальной мощности, выделяемой нагревателем по направлению к основной тепловоспринимающей поверхности.

### 3-17. ВЫБОР ДОПУСТИМОЙ УДЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТНОЙ МОЩНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЯ

Наибольшее распространение имеют электрические печи сопротивления, в которых передача тепла от нагревателей к нагрузке осуществляется за счет излучения, в связи с чем ниже приводится методика определения допустимой удельной поверхностной мощности нагревателей для этого вида теплопередачи.

Каждый нагреватель, отдающий тепло посредством излучения, имеет определенную величину активной, или эффективной, поверхности излучения, составляющей часть полной его поверхности. Отношение эффективной поверхности нагревателя к полной  $\alpha_{эфф} = \frac{F_{эфф}}{F_n}$  показывает,

какая часть поверхности нагревателя непосредственно излучает тепло в направлении данной тепловоспринимающей поверхности. Ниже дается общая методика определения эффективной поверхности излучения нагревателей с практическим применением ее для наиболее распространенных в промышленных печах конструктивных исполнений нагревателей.

Прежде всего определяется эффективная удельная поверхностная мощность нагревателя, зависящая от: температуры тепловоспринимающей поверхности  $t_2$ ; температуры нагревателя  $t_1$ ; приведенного коэффициента излучения  $C_{пр}$ .

В табл. 3-7 даны значения эффективной удельной поверхностной мощности нагревателя  $w_{эфф}$  *вт/см<sup>2</sup>* для диапазона температур тепловоспринимающей поверхности 100—1350°С при температурах нагревателя 800—

1400°С с приведенным коэффициентом излучения  $C_{пр} = 4,0$  *ккал/м<sup>2</sup>·°К<sup>4</sup>·ч*. Для других значений приведенного коэффициента излучения табличные значения  $w_{эфф}$  следует умножить на  $\frac{C_{пр}}{4,0}$ . Для значений температуры, не охваченных таблицей,  $w_{эфф}$  может быть подсчитана по формуле

$$w_{эфф} = 1,16 \cdot 10^{-4} C_{пр} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (3-56)$$

где  $T_1$  — абсолютная температура нагревателя, °К;

$T_2$  — абсолютная температура тепловоспринимающей поверхности, °К.

Необходимая для расчета нагревателя допустимая удельная поверхностная мощность определяется из соотношения

$$w_d = w_{эфф} \alpha_{эфф}. \quad (3-57)$$

Истинное значение коэффициента эффективности излучения нагревателя  $\alpha_{эфф}$  может быть определено только после установления конкретных размеров нагревателя с учетом особенностей его конструктивного исполнения.

Для предварительных расчетов можно рекомендовать следующие значения коэффициентов эффективности излучения нагревателей:

проволочные спирали, полузакрытые в пазах футеровки 0,16—0,24  
 проволочные спирали на полочках и трубках 0,3—0,36;  
 проволочные зигзагообразные (стержневые) нагреватели 0,6—0,72;  
 ленточные зигзагообразные нагреватели 0,38—0,44;  
 ленточные профилированные (ободовые) нагреватели 0,56—0,7.

Указанные значения коэффициента  $\alpha_{эфф}$  относятся к плотному размещению нагревателей для обеспечения максимальной мощности на 1 м<sup>2</sup> внутренней поверхности печной камеры. В случае неплотного заполнения нагревателями поверхности стенки значения  $\alpha_{эфф}$  могут повышаться.

Чтобы убедиться в правильности принятой в расчете величины  $w_d$ , полезно после выбора конструктивных размеров нагревателя проверить фактическую величину  $\alpha_{эфф}$  или  $F_{эфф}$ .

Эффективная удельная поверхностная мощность нагревателей в зависимости от температуры тепловоспринимающей поверхности

Температура тепловоспринимающей поверхности $t_2$ , °C	Температура нагревателя $t_1$ , °C												
	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400
100	6,1	7,3	8,7	10,3	12,15	14,15	16,4	19,0	21,8	24,9	28,4	32,2	36,3
200	5,9	7,15	8,55	10,15	12,0	14,0	16,25	18,85	21,65	24,75	28,2	32,0	36,1
300	5,65	6,85	8,3	9,9	11,7	13,75	16,0	18,6	21,35	24,5	27,9	31,7	35,8
400	5,2	6,45	7,85	9,45	11,25	13,3	15,55	18,1	20,9	24,0	27,45	31,25	35,4
500	4,5	5,7	7,15	8,8	10,55	12,6	14,85	17,4	20,2	23,3	26,8	30,6	34,6
600	3,5	4,7	6,1	7,7	9,5	11,5	13,8	16,4	19,3	22,3	25,7	29,6	33,7
700	2,0	3,2	4,6	6,25	8,05	10,0	12,4	14,9	17,7	20,8	24,3	28,0	32,2
800	—	1,25	1,4	4,2	6,05	8,1	10,4	12,9	15,7	18,8	22,3	26,0	30,2
850	—	—	—	3,0	4,8	6,85	9,1	11,7	14,5	17,6	21,0	24,9	29
900	—	—	—	1,55	3,4	5,45	7,75	10,3	13,0	16,2	19,6	23,5	27,6
950	—	—	—	—	1,8	3,85	6,15	8,65	11,5	14,5	18,1	21,8	26,0
1000	—	—	—	—	—	2,05	4,3	6,85	9,7	12,75	16,25	20,0	24,2
1050	—	—	—	—	—	—	2,3	4,8	7,65	10,75	14,25	18,0	22,2
1100	—	—	—	—	—	—	—	5,35	8,5	12,0	15,75	19,8	24,2
1150	—	—	—	—	—	—	—	2,55	5,35	8,5	12,0	15,75	19,8
1200	—	—	—	—	—	—	—	—	2,85	5,95	9,4	13,2	17,55
1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,15	6,55	10,4	14,55
1300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,45	7,25	11,4
1350	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,8	7,95
1400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4,15

Примечание. Табличные значения  $\omega_{\text{эфф}}$  даны для  $C_{\text{пр}}=4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{К}^4 \cdot \text{ч}$ ; для других величин  $C_{\text{пр}}$   $\omega_{\text{эфф}}$  можно получить, умножив табличные значения на  $\frac{C_{\text{пр}}}{4,0}$ .

## Пример

Определить допустимые удельные поверхностные нагрузки проволочных спиральных нагревателей в трех зонах нагрева конвейерной печи при:

- температуре нагревателей во всех зонах  $1000^\circ \text{C}$ ;
- максимальных температурах тепловоспринимающей поверхности: в I зоне  $550^\circ \text{C}$ , во II зоне  $750^\circ \text{C}$  и в III зоне  $850^\circ \text{C}$ ;
- приведенном коэффициенте излучения  $C_{\text{пр}} 3,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{К}^4 \cdot \text{ч}$ .

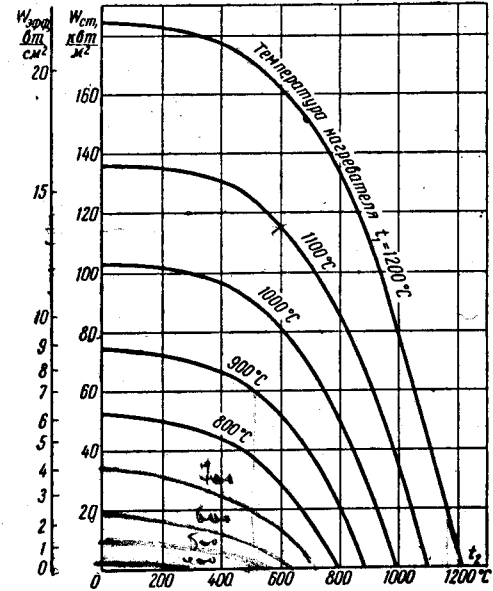


Рис. 3-13. Графики зависимости допустимой эффективной поверхностной нагрузки нагревателя  $\omega_{\text{эфф}}$  и максимальной мощности на  $1 \text{ м}^2$  стенки  $\omega_{\text{ст}}$  от температуры тепловоспринимающей поверхности  $t_2$  при различных температурах нагревателя  $t_1$  (для приведенного коэффициента излучения  $C_{\text{пр}} = 4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{К}^4 \cdot \text{ч}$ ).

## Решение

По табл. 3-7 при  $t_1 = 1000^\circ \text{C}$   $\omega_{\text{эфф1}}$  составляют ( $\text{вт/см}^2$ ): 10,02 — для  $550^\circ \text{C}$ ; 7,05 — для  $750^\circ \text{C}$  и 4,8 — для  $850^\circ \text{C}$ .

Так как заданный приведенный коэффициент излучения отличается от принятого при составлении табл. 3-7, умножаем табличные значения  $\omega_{\text{эфф}}$  на  $\frac{3,0}{4,0} = 0,75$  и получаем:  $\omega_{\text{эфф1}} = 7,5 \text{ вт/см}^2$ ;  $\omega_{\text{эфф2}} = 5,3 \text{ вт/см}^2$ ;  $\omega_{\text{эфф3}} = 3,6 \text{ вт/см}^2$ .



Для конструктивного исполнения проволочных нагревателей в виде спиралей на полочках и трубках принимаем в расчете коэффициент эффективности излучения  $\alpha_{эфф} = 0,33$ .

Искомые допустимые значения удельной поверхностной мощности нагревателей составляют: в I зоне  $\omega_{д1} = 2,5 \text{ вт/см}^2$ ; во II зоне  $\omega_{д2} = 1,75 \text{ вт/см}^2$ ; в III зоне  $\omega_{д3} = 1,2 \text{ вт/см}^2$ .

На рис. 3-13 представлены графики значений эффективной удельной поверхностной мощности нагревателей, составленные по данным табл. 3-7. По этим же графикам, пользуясь правой масштабной шкалой ординат, можно ориентировочно оценить максимальные значения удельной мощности нагревателей на  $1 \text{ м}^2$  стенки.

Для разобранного примера значения максимальной удельной мощности нагревателей  $\omega_{ст}$  по графикам составляют: для I зоны  $80 \text{ квт/м}^2$ , для II зоны  $56 \text{ квт/м}^2$  и для III зоны  $38,4 \text{ квт/м}^2$ . С учетом отличия  $C_{пр}$  от принятого при составлении графиков эти удельные мощности нагревателей  $\omega_{ст}$  должны быть умножены на 0,75, соответственно чему получаем: для I зоны  $\omega_{ст1} = 80 \cdot 0,75 = 60 \text{ квт/м}^2$ ; для II зоны  $\omega_{ст2} = 56 \cdot 0,75 = 42 \text{ квт/м}^2$ ; для III зоны  $\omega_{ст3} = 38,4 \cdot 0,75 = 28,8 \text{ квт/м}^2$ .

### 3-18. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ИЗЛУЧЕНИЯ НАГРЕВАТЕЛЕЙ

#### а) Общие сведения

Лучистый теплообмен между нагревателями и теплопринимающей поверхностью загрузки в общем случае определяется уравнением [Л.26]

$$\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = \frac{P_{нагр} 860 [(1-\beta)C_{13}F_{13} + C_{32}F_{32}]}{C_{12}F_{12}C_{13}F_{13} + C_{13}F_{13}C_{32}F_{32} + C_{12}F_{12}C_{32}F_{32}}, \quad (3-58)$$

где  $P_{нагр}$  — потребляемая мощность нагревателя, *квт*;

$\beta = \frac{P_{пот}}{P_{нагр}}$  — доля мощности тепловых потерь через

футеровку печи от потребляемой мощности нагревателя;

$C_{12}$ ,  $C_{13}$  и  $C_{32}$  — приведенные коэффициенты излучения, *ккал/м}^2 \cdot \text{°К}^4 \cdot \text{ч};*

$F_{12}$ ,  $F_{13}$  и  $F_{32}$  — взаимные поверхности облучения, *м}^2;*

$T_1$  и  $T_2$  — абсолютные температуры, *°К*; индекс 1 относится к нагревателю, 2 — к загрузке и 3 — к футеровке.

Уравнение (3-58) значительно упрощается при следующих допущениях:

а) при равенстве приведенных коэффициентов излучения, что справедливо для обычных условий нагрева черных металлов, когда коэффициенты излучения нагревателя, футеровки и теплопринимающей поверхности загрузки отличаются несущественно;

$$C_{12} = C_{13} = C_{32} = C';$$

б) при симметричном расположении нагревателей относительно поверхности стенки и теплопринимающей поверхности загрузки, т. е. при  $F_{12} = F_{13}$ .

При этих допущениях (3-58) имеет вид

$$\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = \frac{860P_{нагр} \left[ (1-\beta) \left( 1 + \frac{F_{32}}{F_{12}} \right) \right]}{(F_{12} + 2F_{32})C'}, \quad (3-59)$$

Для наиболее тяжелого случая работы нагревательных элементов, когда  $\beta = 0$ , т. е. при незначительной доле тепловых потерь через футеровку от потребляемой мощности нагревателей,

$$\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = \frac{860P_{нагр} \left( 1 + \frac{F_{32}}{F_{12}} \right)}{(F_{12} + 2F_{32})C'}. \quad (3-60)$$

В (3-60) выражение  $\frac{F_{12} + 2F_{32}}{1 + \frac{F_{32}}{F_{12}}}$  представляет собой эф-

фективную поверхность нагревателя:

$$F_{эфф} = \frac{F_{12} + 2F_{32}}{1 + \frac{F_{32}}{F_{12}}} = \alpha_{эфф} F_H, \quad (3-61)$$

Так как  $F_{12} = \alpha_{12} F_H$  и  $F_{32} = F_3 - \alpha_{12} F_H$ , (3-61) может быть представлено следующим образом:

$$F_{эфф} = \frac{\alpha_{12} F_H + 2(F_3 - \alpha_{12} F_H)}{1 + \frac{F_3 - \alpha_{12} F_H}{\alpha_{12} F_H}},$$

или

$$\alpha_{эфф} = \frac{\alpha_{12} F_H + 2(F_3 - \alpha_{12} F_H)}{\left( 1 + \frac{F_3 - \alpha_{12} F_H}{\alpha_{12} F_H} \right) F_H}, \quad (3-62)$$

откуда после элементарных преобразований получается следующее выражение для коэффициента эффективности излучения нагревателя:

$$\alpha_{\text{эфф}} = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 \frac{F_H}{F_3}, \quad (3-63)$$

где  $\alpha_{12} = \frac{F_{12}}{F_H}$  — коэффициент, показывающий, какая доля полного излучения с поверхности нагревателя попадает на поверхность загрузки.

### б) Стержневые нагреватели круглого сечения

Коэффициент  $\alpha_{12}$  зависит от отношения шага размещения стержней  $t$  к диаметру стержня  $d$ :

$$\alpha_{12} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{S}{d} + \arctg \sqrt{\left(\frac{S}{d}\right)^2 - 1} - \sqrt{\left(\frac{S}{d}\right)^2 - 1} \right]. \quad (3-64)$$

Применительно к расчету размещения нагревателей на  $1 \text{ м}^2$  внутренней поверхности печной камеры величина поверхности футеровки, участвующей в лучистом теплообмене,  $F_3 = 1 \text{ м}^2$ , ввиду чего коэффициент эффективности определяется выражением

$$\alpha_{\text{эфф}} = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 F_H.$$

В табл. 3-8 приведены коэффициенты экранирования стержней  $\alpha_{12}$  и коэффициенты экранирования витков спирали  $\alpha_B$ .

Таблица 3-8

#### Коэффициент экранирования стержней и витков спирали

Отношение $\frac{S}{D}$ или $\frac{t}{d}$	Коэффициент экранирования стержней при излучении на стенку $\alpha_{12}$	Коэффициент экранирования витков спирали при излучении в пространство $\alpha_B$
1,0	0,318	0,318
1,1	0,341	0,339
1,2	0,357	0,380
1,4	0,380	0,405
1,7	0,403	0,505
2,0	0,419	0,563
2,5	0,435	0,625
3,0	0,446	0,686
3,5	0,452	0,720
4,0	0,457	0,754

### Пример

Определить эффективную поверхность излучения стержневых круглых нагревателей с шагом стержней  $t = 3d$  при  $d = 8 \text{ мм}$ .

Решение

Полная поверхность нагревателей на  $1 \text{ м}^2$  поверхности стенки

$$F_H = \pi d L = \frac{1}{S} \pi d \cdot 1,0 = \frac{1}{3d} 3,14d \cdot 1,0 = 1,05 \text{ м}^2$$

независимо от диаметра стержня.

$$\alpha_{12} = 0,446 \text{ (табл. 3-8).}$$

Коэффициент эффективности излучения нагревателей

$$\alpha_{\text{эфф}} = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 F_H = 2 \cdot 0,446 - 0,446^2 \cdot 1,05 = 0,683$$

Искомая эффективная поверхность излучения нагревателей

$$F_{\text{эфф}} = \alpha_{\text{эфф}} F_H = 0,683 \cdot 1,05 = 0,715 \text{ м}^2.$$

### в) Проволочные спирали, уложенные на сплошных полочках

Согласно общему выражению лучистого теплообмена (3-58) при условии  $C_{12} = C_{13} = C_{32} = C'$  и  $\beta = 0$  эффективная поверхность излучения нагревателей определяется формулой

$$F_{\text{эфф}} = \frac{F_{12}F_{13} + F_{13}F_{32} + F_{12}F_{32}}{F_{13} + F_{32}}. \quad (3-65)$$

Отдельные поверхности, входящие в (3-65), определяются из следующих соображений:

$$F_{12} = \frac{\varphi_1}{360^\circ} \alpha_B F_H, \quad (3-66)$$

где  $\varphi_1$  — угол, под которым ось спирали „видит“ тепловоспринимающую поверхность загрузки, град.;

$\alpha_B$  — коэффициент экранирования витков спирали, зависящий от отношения шага намотки к диаметру проволоки (см. табл. 3-8);

$F_H$  — полная поверхность нагревателя, размещаемого на  $1 \text{ м}^2$  стенки печной камеры,  $\text{м}^2$ .

$$F_{13} = \frac{360^\circ - \varphi_1}{360^\circ} \alpha_B F_H; \quad (3-67)$$

$$F_{32} = \left[ (A - F_{\text{пр}}) \frac{\varphi_2}{180^\circ} + (B - F_{\text{пр}}) + C \frac{\varphi_3}{180^\circ} \right] N, \quad (3-68)$$

где  $A$  — вылет полочки ( $\text{м}$ ), численно равный поверхности верхней части полочки длиной  $1 \text{ м}$ ;

- $F_{пр}$  — площадь проекции спирали на плоскость, параллельную оси спирали,  $м^2$ ;
- $\varphi_2$  — угол, под которым средняя линия полочки „видит“ тепловоспринимающую поверхность загрузки, град.;
- $B$  — высота промежутка между смежными полочками,  $м$ ;
- $C$  — длина вылета по нижней наклонной плоскости полочки,  $м$ ;
- $\varphi_3$  — угол, под которым средняя линия нижней наклонной плоскости полочки „видит“ тепловоспринимающую поверхность загрузки, град.;
- $N$  — число рядов полочек на  $1 м$  высоты стенки:
- $$N = \frac{1000}{S}, \text{ причем } S \text{ — шаг укладки полочек, выраженный в миллиметрах.}$$

В расчете поверхности  $F_{32}$  для упрощения можно излучение нижней наклонной плоскости полочки считать без учета экранирующего влияния верхней части спирали, в компенсацию чего при подсчете излучения верхней плоскости полочки принимается завышенное экранирование полной проекцией спирали.

Принятые обозначения указаны на рис. 3-14.

### Пример

Определить эффективную поверхность излучения проволочных спиральных нагревателей, уложенных на полочках. Исходные данные применительно к условиям размещения нагревателей на  $1 м^2$  внутренней поверхности печной камеры:

Диаметр проволоки  $d = 4 мм$ .

Средний диаметр спирали  $D_{ср} = 40 мм$  (наружный диаметр  $D_{нар} = 44 мм$ ).

Шаг намотки спирали  $t = 2d = 8 мм$ .

Шаг укладки полочек  $S = 67 мм$ . Число полочек  $N = \frac{1000}{67} = 15$ .

Вылет полочки: горизонтальный  $A = 62 мм = 0,062 м$ ; наклонный  $C = 64 мм = 0,064 м$ .

Угол  $\varphi_1$  (принимаемый для худшего случая соприкосновения спирали со стенкой печи) равен  $66^\circ$ ;  $\varphi_2 = 62^\circ$ ;  $\varphi_3 = 68^\circ$ .

Решение

Полная поверхность нагревателей на  $1 м^2$  стенки печи

$$F_H = \pi d \pi D_{ср} n N = 3,14^2 \cdot 0,004 \cdot 0,04 \cdot \frac{1000}{8} \cdot 15 = 2,96 м^2$$

$$\left( n \text{ — число витков на } 1 м \text{ длины спирали; } n = \frac{1000}{t} \right).$$

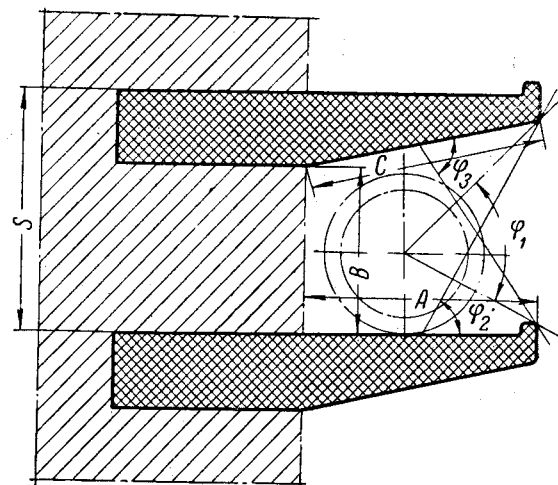
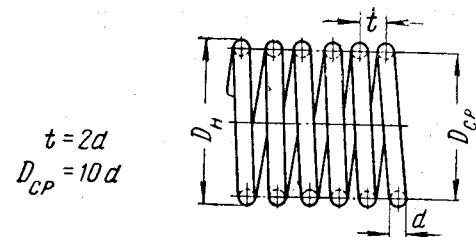


Рис. 3-14. К расчету эффективной поверхности излучения проволочного спирального нагревателя, уложенного на полочках.

Коэффициент взаимозащиты витков спирали по табл. 3-8  $\alpha_B = 0,563$  для  $t = 2d$ .

$$F_{12} = \frac{\varphi_1}{360^\circ} \alpha_B F_H = \frac{66}{360} \cdot 0,563 \cdot 2,96 = 0,306 м^2;$$

$$F_{13} = \frac{360 - \varphi_1}{360} \alpha_B F_H = \frac{360 - 66}{360} \cdot 0,563 \cdot 2,96 = 1,362 м^2;$$

$$F_{32} = \left[ (A - F_{пр}) \frac{\varphi_2}{180^\circ} + (B - F_{пр}) + C \frac{\varphi_3}{180^\circ} \right] N =$$

$$= \left[ (0,062 - 0,044 \cdot 0,75) \cdot \frac{62}{180} + (0,047 - 0,044 \cdot 0,75) + 0,064 \frac{68}{180} \right] 15 =$$

$$= (0,01 + 0,014 + 0,024) 15 = 0,72 м^2.$$

Здесь 0,75 — коэффициент, приближенно учитывающий наличие просветов между витками спиралей.

Эффективная поверхность излучения нагревателей на 1 м<sup>2</sup> стенки

$$F_{\text{эфф}} = \frac{F_{12}F_{13} + F_{13}F_{32} + F_{12}F_{32}}{F_{13} + F_{32}} =$$

$$= \frac{0,306 \cdot 1,362 + 1,362 \cdot 0,72 + 0,306 \cdot 0,72}{1,362 + 0,72} = 0,772 \text{ м}^2.$$

Коэффициент эффективности излучения нагревателей

$$\alpha_{\text{эфф}} = \frac{F_{\text{эфф}}}{F_{\text{н}}} = \frac{0,772}{2,96} = 0,26.$$

### г) Проволочные спиралы, подвешенные на трубках

При определении коэффициента эффективности излучения одиночной спирали, подвешенной на керамической трубке, принимаются следующие допущения:

а) Коэффициенты излучения  $C_{12} = C_{13} = C_{32} = C'$ .

б) Спираль излучает симметрично как в сторону поверхности трубки, так и в окружающее пространство.

в) Отсутствует отвод тепла через стенку трубки ( $\beta = 0$ ).

При этих допущениях эффективная поверхность излучения одиночной спирали, подвешенной на трубке,

$$F'_{\text{эфф}} = \frac{F_{12} + 2F_{32}}{1 + \frac{F_{32}}{F_{12}}};$$

коэффициент эффективности излучения одиночной спирали

$$\alpha_1 = \frac{F_{12} + 2F_{32}}{\left(1 + \frac{F_{32}}{F_{12}}\right) F_1} = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 \frac{F_{\text{эфф}}}{F_3},$$

где  $F_{12}$  — поверхность излучения спирали в окружающее пространство;

$F_{32}$  — поверхность излучения трубки в окружающее пространство;

$F_1 = \pi d$  — поверхность нагревателя на единицу его длины;

$F_3 = \pi t$  — наружная поверхность трубки, по длине соответствующая единице длины нагревателя, а по ширине — шагу спирали;

$\alpha_{12}$  — коэффициент экранирования стержней при излучении на стенку; значения его берутся из табл. 3-8.

Пояснительный эскиз см. рис. 3-15. Определив коэффициент эффективности излучения одиночной спирали, подвешенной на трубке, находим эффективную поверхность всех спиралей без учета взаимозащитывания смежных спиралей и излучения стенки печи:

$$F''_{\text{эфф}} = \alpha_1 F_{\text{н}}.$$

Экранирующее действие смежных спиралей и излучение стенки печи учитываются коэффициентом эффектив-

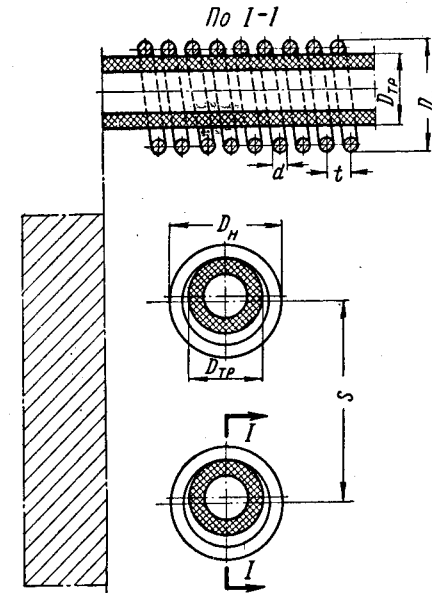


Рис. 3-15. К расчету эффективной поверхности излучения проволочных спиральных нагревателей, навешенных на трубках.

ности излучения спиралей  $\alpha_2$ , который определяется точно так же, как для стержневых нагревателей, имеющих суммарную поверхность  $F''_{\text{эфф}}$  на 1 м<sup>2</sup> стенки:

$$\alpha_2 = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 F''_{\text{эфф}} = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 \alpha_1 F_{\text{н}}.$$

Результирующий коэффициент эффективности излучения  $\alpha_{\text{эфф}} = \alpha_1 \alpha_2$ , а эффективная поверхность излучения нагревателя  $F_{\text{эфф}} = \alpha_{\text{эфф}} F_{\text{н}}$ .

**Пример**

Определить эффективную поверхность излучения проволочных спиралей, подвешенных на керамических трубках. Диаметр проволоки  $d = 6$  мм; шаг намотки спирали  $t = 2d = 12$  мм; наружный диаметр спирали  $D_{нар} = 54$  мм; наружный диаметр трубки  $D_{тр} = 36$  мм; шаг размещения спиралей  $S = 104$  мм

$$\left(\frac{S}{D_{нар}} = \frac{104}{54} = 1,925\right).$$

Решение

Полная поверхность нагревателей на 1 м<sup>2</sup> стенки печи

$$F_H = \pi d \pi D_{ср} n N = 3,14^2 \cdot 0,006 \cdot 0,048 \cdot \frac{1000}{12} \cdot \frac{1000}{104} = 2,25 \text{ м}^2.$$

Коэффициент экранирования спирали при излучении в сторону поверхности трубки для шага  $t = 2d$  (табл. 3-8)  $\alpha'_{12} = 0,419$ .

Отношение расчетных поверхностей  $\frac{F_1}{F_2}$  для определения коэффициента эффективности излучения одиночной спирали

$$k = \frac{F_1}{F_2} = \frac{\pi d}{t} = \frac{3,14 \cdot 6}{12} = 1,57.$$

Коэффициент эффективности излучения одиночной спирали

$$\alpha_1 = 2\alpha'_{12} - \alpha'^2_{12} k = 2 \cdot 0,419 - 0,419^2 \cdot 1,57 = 0,563.$$

Эффективная поверхность спиралей (без учета их взаимного экранирования и излучения футеровки) на 1 м<sup>2</sup> стенки

$$F'_{эфф} = \alpha_1 F_H = 0,563 \cdot 2,25 = 1,27 \text{ м}^2.$$

Коэффициент, учитывающий взаимное экранирование спиралей и излучение футеровки при  $\alpha_{12} = 0,414$ , полученном для отношения

$$\frac{S}{D_{нар}} = 1,925 \text{ интерполяцией данных табл. 3-8,}$$

$$\alpha_2 = 2\alpha_{12} - \alpha^2_{12} F_{эфф} = 2 \cdot 0,414 - 0,414^2 \cdot 1,27 = 0,611.$$

Искомая эффективная поверхность излучения нагревателей на 1 м<sup>2</sup> внутренней поверхности стенки печной камеры

$$F_{эфф} = \alpha_2 F_H = 0,611 \cdot 2,25 = 0,773 \text{ м}^2.$$

Коэффициент эффективности излучения нагревателей

$$\alpha_{эфф} = \frac{F_{эфф}}{F_H} = \frac{0,773}{2,25} = 0,344.$$

**д) Ленточные зигзагообразные нагреватели, свободно подвешенные на стенке печи**

Коэффициент эффективности излучения свободно подвешенного зигзагообразного ленточного нагревателя при допущениях:  $F_{12} = F_{13}$ ;  $C_{12} = C_{13} = C_{32} = C'$ ;  $\beta = 0$  определяется таким же выражением, как и для стержневого нагревателя:

$$\alpha_{эфф} = 2\alpha_{12} - \alpha^2_{12} F_H,$$

где  $\alpha_{12}$  — коэффициент взаимного облучения нагревателя и тепловоспринимающей поверхности загрузки, характеризующий экранирование смежных полос нагревателя друг другом.

Коэффициент  $\alpha_{12}$  определяется по формуле

$$\alpha_{12} = \frac{a + b + d - \sqrt{b^2 + d^2}}{2(a + b)}, \quad (3-69)$$

где  $a$  — размер полосы нагревателя вдоль стенки печи (для обычного зигзагообразного нагревателя — толщина полосы);

$b$  — размер полосы нагревателя поперек стенки печи (для обычного зигзагообразного нагревателя — ширина полосы);

$d$  — просвет между смежными полосами нагревателя.

Значения коэффициента  $\alpha_{12}$ , подсчитанные по приведенной выше формуле при отношениях просвета между смежными полосами к ширине ленты  $\frac{d}{b} = 0 - 5$ , даны в табл. 3-9.

Таблица 3-9

Значения коэффициента  $\alpha_{12}$  для свободно подвешенных зигзагообразных ленточных нагревателей

$\frac{d}{b}$	0	0,2	0,5	1,0	1,5	2	2,5	3	4	5
$\frac{b}{a} = 5$	0,083	0,158	0,242	0,328	0,375	0,402	0,420	0,433	0,450	0,458
$\frac{b}{a} = 10$	0,045	0,127	0,218	0,312	0,364	0,393	0,414	0,427	0,445	0,455
$\frac{b}{a} = 20$	0,024	0,109	0,205	0,304	0,357	0,388	0,410	0,424	0,442	0,452

### Пример

Определить коэффициент эффективности излучения свободно подвешенного зигзагообразного ленточного нагревателя с данными: сечение ленты  $a \times b = 2 \times 20$  мм; шаг зигзага  $t = 38,5$  мм.

Решение

Проствет между смежными полосами нагревателя

$$d = 0,5t - a = 19,25 - 2 = 17,25 \text{ мм.}$$

Отношение

$$\frac{d}{b} = \frac{17,25}{20} = 0,86;$$

$$\alpha_{12} = \frac{2 + 20 + 17,25 - \sqrt{20^2 + 17,25^2}}{2(2 + 20)} = 0,292.$$

Общая поверхность нагревателя на  $1 \text{ м}^2$  внутренней поверхности печной камеры

$$F_H = 2(a + b)N = 2(0,002 + 0,02) \frac{1,0}{0,5 \cdot 0,0385} = 2,28 \text{ м}^2.$$

Искомый коэффициент эффективности излучения нагревателей

$$\alpha_{\text{эфф}} = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 F_H = 2 \cdot 0,292 - 0,292^2 \cdot 2,28 = 0,39.$$

Эффективная поверхность нагревателей на  $1 \text{ м}^2$  стенки печи

$$F_{\text{эфф}} = \alpha_{\text{эфф}} F_H = 0,39 \cdot 2,28 = 0,89 \text{ м}^2.$$

### е) Ленточные ободовые нагреватели

Коэффициент эффективности излучения определяют по той же формуле, что и для ленточных зигзагообразных нагревателей:

$$\alpha_{\text{эфф}} = 2\alpha_{12} - \alpha_{12}^2 F_H.$$

Коэффициент  $\alpha_{12}$  определяется по формуле

$$\alpha_{12} = \frac{b' + a' + d - \sqrt{(a')^2 + d^2}}{2(a' + b')},$$

где  $a'$  — размер сечения профилированной полосы в направлении, перпендикулярном стенке печи;

$b'$  — размер сечения профилированной полосы в направлении, параллельном стенке печи.

Пояснительный эскиз к определению коэффициента эффективности излучения ленточных ободовых нагревате-

лей дан на рис. 3-16. Для одного и того же исходного сечения ленты коэффициент  $\alpha_{12}$  изменяется в зависимости не только от шага размещения смежных полос, но и от степени профилирования ободового нагревателя.

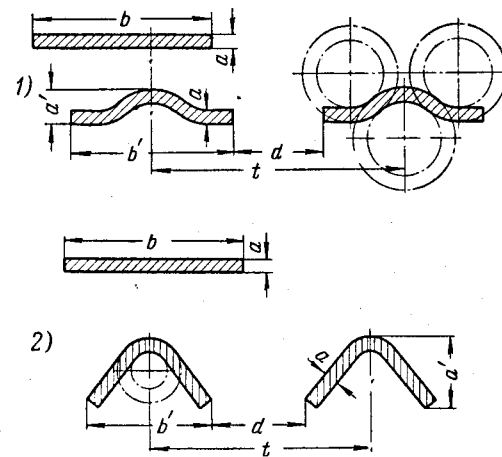


Рис. 3-16. К расчету эффективной поверхности излучения ободовых нагревателей.  
1 — слабо профилированный; 2 — сильно профилированный.

### ж) Ленточные зигзагообразные нагреватели, уложенные на полочках

Эффективная поверхность нагревателей при допущениях

$$C_{12} = C_{13} = C_{32} = C' \text{ и } \beta = 0$$

$$F_{\text{эфф}} = \frac{F_{12}F_{13} + F_{13}F_{32} + F_{12}F_{32}}{F_{13} + F_{32}}.$$

Взаимная поверхность излучения нагревателя и тепловоспринимающей поверхности загрузки (рис. 3-17)

$$F_{12} = \frac{\varphi_1}{360^\circ} \alpha F_H,$$

где  $\varphi_1$  — средний угол, под которым ось зигзагообразного нагревателя „видит“ тепловоспринимающую поверхность загрузки;

$\alpha$  — коэффициент взаимозащитывания смежных полос зигзагообразного нагревателя.

Взаимная поверхность излучения нагревателя и футеровки на 1 м<sup>2</sup> стенки

$$F_{13} = \frac{\varphi_2}{360^\circ} \alpha F_H,$$

где  $\varphi_2$  — угол охвата нагревателя футеровкой:  $\varphi_2 = 360^\circ - \varphi_1$ .

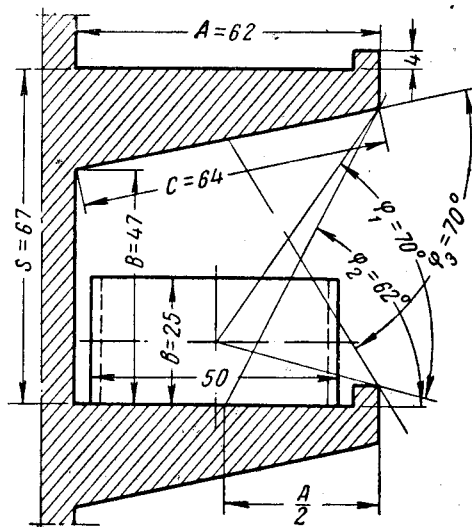


Рис. 3-17. К расчету эффективной поверхности излучения ленточного нагревателя, уложенного на полочках.

Взаимная поверхность излучения футеровки и загрузки

$$F_{32} = (AN - L_H a) 0,75 \frac{\varphi_2}{180^\circ} + (B - b') N + C \frac{\varphi_3}{180^\circ} N, \quad (3-70)$$

где  $A$  — длина вылета полочки по горизонтали, м;  
 $N$  — число секций нагревателя на 1 м высоты стенки ( $N = \frac{1000}{S}$ );

$L_H$  — полная длина нагревателя на 1 м<sup>2</sup> стенки, м;

$a$  — толщина ленты нагревателя, м;

$\varphi_2$  — угол, под которым средняя линия верхней плоскости полочки „видит“ поверхность загрузки, град.;

0,75 — коэффициент, учитывающий частичное затенение верхней плоскости полочки широкими гранями ленты;

$B$  — расстояние между смежными полочками, м;

$b'$  — ширина ленты за вычетом высоты выступа полочки, м;

$C$  — длина вылета полочки по наклонной линии, м;

$\varphi_3$  — угол, под которым средняя линия нижней (наклонной) плоскости полочки „видит“ тепловоспринимающую поверхность загрузки, град.

### 3-19. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД НАГРЕВАТЕЛЬНОГО СПЛАВА

Удельным расходом нагревательного сплава называется вес нагревательного сплава, отнесенный к 1 квт установленной мощности печи. Необходимо различать чистый расход сплава на изготовление самого нагревателя, или «нетто-расход», от полного расхода, или «брутто-расхода» нагревательного сплава с учетом материала, идущего на перемычки, выводы и вспомогательные детали крепления, если они выполняются из нагревательного сплава, а также на отходы и обрезки нагревательного сплава.

При отсутствии специальных оговорок под удельным расходом нагревательного сплава следует подразумевать брутто-расход как более показательный в технико-экономических расчетах.

Удельный нетто-расход нагревательного сплава зависит от: а) удельной поверхностной мощности нагревателя; б) формы и размеров поперечного сечения нагревателя; в) удельного или объемного веса материала нагревателя.

В общем виде удельный нетто-расход нагревательного сплава выражается формулой

$$g_0 = \frac{G_H}{P} = \frac{q\gamma}{\Pi w}, \quad (3-71)$$

где  $G_H$  — вес сплава, кг;

$P$  — мощность нагревателя, квт;

$q$  — сечение нагревателя, см<sup>2</sup>;

$\gamma$  — удельный (объемный) вес материала нагревателя, Г/см<sup>3</sup>;

$\Pi$  — периметр сечения нагревателя, см;

$w$  — удельная поверхностная мощность нагревателя, вт/см<sup>2</sup>;

$g_0$  — удельный нетто-расход нагревательного сплава,  $кГ/квт.$

Формулы для определения удельного нетто-расхода нагревательного сплава:

а) для нагревателей круглого сечения

$$g_0 = 0,25\gamma \frac{d}{w}; \quad (3-72)$$

б) для нагревателей прямоугольного сечения

$$g_0 = 0,5 \frac{m}{m+1} \gamma \frac{a}{w}, \quad (3-73)$$

где  $d$  — диаметр сечения круглого нагревателя,  $см$ ;

$a$  — размер меньшей стороны сечения прямоугольного нагревателя,  $см$ ;

$m$  — отношение ширины сечения к толщине ( $m = \frac{b}{a}$ ).

Как видно из приведенных формул, удельный нетто-расход нагревательного сплава при прочих равных условиях пропорционален основному линейному размеру поперечного сечения нагревателя.

Анализ приведенных зависимостей с учетом наиболее распространенных величин удельных поверхностных мощностей нагревательных элементов для различных диапазонов рабочих температур позволяет установить ориентировочные нормы удельного расхода нагревательных сплавов промышленных электрических печей сопротивления.

Печи с рабочими температурами  $1000—1150^\circ C$  с непосредственной теплоотдачей от нагревательных элементов к загрузке или печи с рабочими температурами  $800—950^\circ C$  с экранированными нагревателями (муфельные печи для светлого отжига, печи для плавки алюминия с нагревателями, экранированными сводовой фасонной керамикой, и т. п.) характеризуются удельным расходом нагревательного сплава порядка  $1,0—1,4 кГ/квт.$

Печи с рабочими температурами  $600—800^\circ C$  с непосредственной теплоотдачей от нагревательных элементов к загрузке или с экранированными нагревателями при наличии принудительной циркуляции печной атмосферы между рабочим пространством печи и нагревателями обычно имеют удельный расход нагревательного сплава порядка  $0,6—0,9 кГ/квт.$

Печи с рабочими температурами  $250—500^\circ C$  при условиях, аналогичных предыдущим, имеют удельный расход нагревательного сплава порядка  $0,25—0,5 кГ/квт.$

Весьма экономичными с точки зрения удельного расхода нагревательного сплава являются трубчатые нагревательные элементы, применяемые для ванн и калориферов. Вследствие малых размеров поперечного сечения в таких нагревателях удельный расход нагревательного сплава имеет величину порядка  $0,1—0,2 кГ/квт.$

При сроке службы нагревателя 1 год величина удельного расхода нагревательного сплава одновременно является нормой годовой потребности нагревательного сплава на 1  $квт$  установленной мощности печи. Это полезно учитывать при составлении плановых заявок на нагревательные сплавы в целях своевременного обеспечения материалами, необходимыми при капитальных ремонтах печи.

### 3-20. ПРИМЕНЕНИЕ Понижающих трансформаторов для питания электрических печей сопротивления

В отдельных случаях нагревательные элементы электрических печей сопротивления целесообразно включать в сеть через специальные понижающие трансформаторы. Такое включение может оправдываться:

а) когда по условиям техники безопасности к печи недопустимо подводить напряжение сети;

б) когда при напряжении сети невозможно сконструировать нагреватель с полноценным с точки зрения долговечности его работы поперечным сечением;

в) когда по условиям технологического режима работы печи требуется ступенчатое изменение мощности нагревательных элементов, например при отсутствии автоматического регулирования теплового режима.

Печь с понижающим трансформатором при прочих равных условиях всегда менее экономична, чем печь с непосредственным включением в сеть, из-за:

1) добавочных потерь энергии в трансформаторе;

2) необходимости затраты значительного количества меди на изготовление трансформатора;

3) более высокой стоимости установки печи;

4) увеличения производственной площади, занимаемой печной установкой;

5) наличия трансформатора, ограничивающего возможность увеличения мощности печи сверх номинальной, что



часто требуется для повышения производительности печи в условиях промышленной эксплуатации.

Примером необоснованного применения понижающих трансформаторов являются конвейерные печи для закалки шарикоподшипниковых колец ИПЗ, поставленные итальянской фирмой Гумберт-Фальке в 1932 г. Трансформаторы дают вторичное напряжение 220/127 в, что позволяет выполнить нагреватели первой зоны закалочной печи из ленты сечением 3×40 мм, а второй и третьей зон—из ленты сечением 2,5×30 мм. Указанным сечениям ленты по долговечности работы и расходу нагревательного сплава эквивалентна проволока Ø5—6 мм.

Практика показала, что в пределах той же печной камеры можно разместить вместо ленточных проволочные нагреватели с непосредственным включением их в сеть 380 в. При этом производительность закалочных печей была существенно повышена и уменьшился удельный расход электроэнергии.

Примером целесообразного применения понижающего трансформатора в электрической печи с металлическими нагревателями может служить протяжная трубчатая печь для светлого отжига проволоки, если рабочей камерой печи является наполненная защитным газом тонкостенная жароупорная трубка, через которую проходит нагреваемая проволока. Эта трубка при определенных условиях может быть одновременно использована в качестве нагревателя при питании ее от пониженного напряжения. При этом конструкция печи значительно упрощается, а стойкость нагревателя существенно повышается, поскольку он работает с наилучшими условиями непосредственной теплоотдачи без какого бы то ни было экранирования. Одновременно с этим может легко решаться вопрос замены нагревателя без разборки футеровки печи.

### 3-21. СРАВНЕНИЕ ПРОВОЛОЧНЫХ И ЛЕНТОЧНЫХ НАГРЕВАТЕЛЕЙ

Часто возникает вопрос: какой профиль нагревательного сплава более экономичен — лента или проволока?

Ответ на этот вопрос может быть дан лишь на основании объективного сопоставления основных технико-экономических показателей ленточных и проволочных нагревателей. Такими показателями следует считать:

а) возможность размещения максимальной мощности на единице внутренней поверхности печной камеры;

б) удельный годовой расход нагревательного сплава;  
в) стоимость изготовления и монтажа нагревательных элементов с учетом специальных понижающих трансформаторов в случае необходимости их применения;

г) простота изготовления и монтажа нагревателей на заводе-изготовителе и в условиях эксплуатации.

С точки зрения возможности размещения максимальной мощности на 1 м<sup>2</sup> стенки проволочные и ленточные нагреватели практически равноценны. С точки зрения годового расхода нагревательного сплава некоторое преимущество имеют проволочные нагреватели. По нетто-расходу ленточные нагреватели иногда оказываются более экономичными, чем проволочные, но с учетом дополнительного расхода жароупора для подвески и крепления ленточных нагревателей последние дают больший брутто-расход.

Стоимость изготовления и монтажа ленточных нагревателей, как правило, выше, чем проволочных; это особенно существенно, когда проволочные нагреватели включаются непосредственно на напряжение сети, а ленточные требуют специальных понижающих трансформаторов.

Повышенная стоимость изготовления ленточных нагревателей объясняется большей трудоемкостью их изготовления; проволочные нагреватели в виде спиралей изготавливаются весьма просто навивкой на станках.

В части простоты изготовления и монтажа бесспорное преимущество имеют проволочные нагреватели.

Учитывая изложенное выше, можно дать следующие рекомендации по выбору профиля нагревательных элементов.

Как правило, проволочные нагреватели для промышленных печей сопротивления оказываются более экономичными и целесообразными, чем ленточные.

Ленточные нагреватели, а также нагреватели из листовой или трубной заготовки целесообразны лишь в тех случаях, когда обосновываются их технико-экономические преимущества перед проволочными в соответствии с изложенными выше показателями, в частности когда они включаются в сеть без понижающих трансформаторов с обеспечением достаточных по условиям долговечности размеров поперечного сечения.

Во всех спорных случаях необходимо производить объективное сравнение технико-экономических показателей нагревателей различного исполнения.

В некоторых конструкциях применяются литые нагреватели, напоминающие по форме сечения сильно профилированные ободовые нагреватели. Литые нагреватели, являющиеся значительно ухудшенным видом ленточных, не имеют перспектив широкого применения и с успехом вытесняются нагревателями из катаных профилей крупных сечений.

При сравнении различных по форме и размерам поперечного сечения нагревателей существенное значение имеет отношение площади поперечного сечения к периметру этого сечения. Чем больше это отношение, тем более благоприятна работа нагревателя с точки зрения его поверхностного окисления. Различные нагреватели с одинаковым отношением площади сечения к его периметру являются эквивалентными по условиям поверхностного окисления. С этой точки зрения нагревателю из проволоки диаметром  $d$  соответствует эквивалентный нагреватель из ленты толщиной  $a = 0,55 d$  при соотношении сторон ленты  $\frac{b}{a} = 10$ . Если же сравнивать проволочный и ленточный нагреватели одного и того же поперечного сечения, то проволочный нагреватель, имея примерно вдвое меньший периметр сечения, является значительно более стойким против окисления, чем ленточный.

В частности, этим объясняется известный из опыта работы электрических печей сопротивления факт, что проволочные нагреватели в сравнении с ленточными равного сечения допускают повышение удельной поверхностной мощности на 60—70%, сохраняя при этом высокие эксплуатационные показатели.

### 3-22. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЕЙ НА 1 м<sup>2</sup> СТЕНКИ ПЕЧИ

В табл. 3-10 приводятся данные для оценки экономичности различных исполнений проволочных и ленточных нагревателей из условия размещения максимальной мощности на 1 м<sup>2</sup> внутренней поверхности печной камеры. Эти данные получены следующим образом. Для различных размеров проволоки и ленты подсчитаны максимальные длины, полные и эффективные поверхности, а также веса нагревателей, которые можно разместить на 1 м<sup>2</sup> стенки печи с удовлетворительными конструктивными размерами нагревателей (шаг намотки спиралей  $t = 2d$ , шаг укладки спиралей  $S \approx 2D$  и т. д.). Для эффективной удельной по-

верхностной мощности нагревателей  $\omega_{\text{эфф}} = 1 \text{ вт/см}^2$  подсчитаны условные мощности нагревателей на 1 м<sup>2</sup> стенки  $W'_{\text{ст}}$  квт/м<sup>2</sup> и для этих значений  $W'_{\text{ст}}$  определены условные удельные расходы нагревательного сплава удельным весом  $\gamma = 8,4$ . Для каждой длины нагревателя на 1 м<sup>2</sup> стенки подсчитывалось его суммарное условное сопротивление  $R'$  исходя из последовательного соединения всех секций, размещаемых на 1 м<sup>2</sup> стенки, для  $\rho = 1,3 \text{ ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$ . По  $W'_{\text{ст}}$  и  $R'$  определялось условное напряжение, необходимое для питания нагревателей,  $U' = \sqrt{W'_{\text{ст}} R' \cdot 10^3}$ . Величина этого напряжения является косвенным показателем возможности питания нагревателей от сети или необходимости применения специальных понижающих трансформаторов.

Для пересчета от условных значений  $W'_{\text{ст}}$ ,  $g_0$  и  $U'$  табл. 3-10 к реальным значениям требуется знать лишь величину эффективной удельной поверхностной мощности нагревателей для конкретных условий рассчитываемой печи  $\omega_{\text{эфф}}$  вт/см<sup>2</sup>. Пересчет ведется по формулам:

$$W_{\text{ст}} = W'_{\text{ст}} \omega_{\text{эфф}}; \quad (3-74)$$

$$g_0 = g'_0 \frac{1}{\omega_{\text{эфф}}}; \quad (3-75)$$

$$U = U' \sqrt{\omega_{\text{эфф}}}. \quad (3-76)$$

#### Пример

Определить максимальную мощность нагревателей на 1 м<sup>2</sup> стенки печи при  $\omega_{\text{эфф}} = 4 \text{ вт/см}^2$  для проволочного нагревателя диаметром 6 мм в виде спиралей на трубках с шагом укладки спиралей  $S = 134 \text{ мм}$  и сравнить их с ленточными зигзагообразными нагревателями.

Решение

По данным табл. 3-10 для проволоки диаметром 6 мм имеем:

$$W'_{\text{ст}} = 8,2 \text{ квт/м}^2, \quad g'_0 = 3,78 \text{ кг/квт}; \quad U' = 222 \text{ в.}$$

$$W_{\text{ст}} = W'_{\text{ст}} \omega_{\text{эфф}} = 8,2 \cdot 4,0 = 32,8 \text{ квт/м}^2; \quad g_0 = \frac{g'_0}{\omega_{\text{эфф}}} = \frac{3,78}{4} \approx 0,95 \text{ кг/квт}$$

$$\text{и } U = U' \sqrt{4} = 222 \cdot 2 = 444 \text{ в.}$$

Таблица 3-10  
 Данные для оценки экономичности различных исполнений проволочных и ленточных нагревательных элементов из условия размещения максимальной мощности на 1 м<sup>2</sup> внутренней поверхности печной камеры

Размеры поперечного сечения и тип конструктивного исполнения нагревательных элементов	Длина нагревательных элементов, L <sub>н.м</sub>	Коэффициент эффективности нагрева «эфф»	Условная мощность нагревателя, размещаемого на 1 м <sup>2</sup> стенки, Вт, кВт/м <sup>2</sup>	Удельный расход нагретого сырья (при шэф = 1 м/см <sup>2</sup> ), кг/квт	Условное напряжение для питания нагретеля U <sub>н.в</sub>	Примечание (размеры в миллиметрах)
Нагреватели из проволоки диаметром 3 мм	Спираль на полочках D <sub>ср</sub> = 10 d	0,306	6,79	2,06	545	Шаг укладки спиралей 67
	Спираль на трубках D <sub>ср</sub> = 10 d; наружный диаметр трубки 24 мм	0,35	7,77	1,8	583	То же
	Зигзагообразные свободно подвешенные	0,425	8,22	1,49	145	Шаг зигзага 33
Нагреватели из эквивалентной лентой а = 1,65 мм (b = 10 a)	Ободовые сильно профилированные b' = 0,8 b	0,7	7,64	0,905	104,5	Просвет 20
	Спираль на полочках D <sub>ср</sub> = 10 d	0,26	7,72	3,22	435	Шаг укладки спиралей 67
Нагреватели из проволоки диаметром 4 мм	Спираль на трубках D <sub>ср</sub> = 8 d; наружный диаметр трубки 24 мм	0,336	7,95	2,49	395	То же

Продолжение табл. 3-10

Размеры поперечного сечения и тип конструктивного исполнения нагревательных элементов	Длина нагревательных элементов, L <sub>н.м</sub>	Коэффициент эффективности нагрева «эфф»	Условная мощность нагревателя, размещаемого на 1 м <sup>2</sup> стенки, Вт, кВт/м <sup>2</sup>	Удельный расход нагретого сырья (при шэф = 1 м/см <sup>2</sup> ), кг/квт	Условное напряжение для питания нагретеля U <sub>н.в</sub>	Примечание (размеры в миллиметрах)
Нагреватели из эквивалентной лентой а = 2,2 мм (b = 10 a)	Зигзагообразные свободно подвешенные	0,433	8,35	2,06	94,5	Шаг зигзага 46,5
	Ободовые сильно профилированные b' = 0,8 b	0,649	8,4	1,29	77,5	Просвет 20
	Спираль на полочках D <sub>ср</sub> = 10 d	0,337	7,85	3,12	270	Шаг укладки спиралей 104
Нагреватели из проволоки диаметром 5 мм	Спираль на трубках D <sub>ср</sub> = 9,2 d; наружный диаметр трубки 36 мм	0,354	7,65	2,95	264	То же
	Зигзагообразные свободно подвешенные	0,445	8,73	2,37	73,5	Шаг зигзага 58
Нагреватели из эквивалентной лентой а = 2,75 мм (b = 10 a)	Ободовые сильно профилированные (b' = 0,8 b)	0,61	8,78	1,78	60	Просвет 20

Размеры поперечного сечения и тип конструктивного исполнения нагревательных элементов	Длина нагревателя, размещаемого на 1 м <sup>2</sup> стенки, L <sub>н. м</sub>	Коэффициент эффективности нагревателя $\epsilon_{эф}$	Условная мощность нагревателя, размещаемого на 1 м <sup>2</sup> стенки, W <sub>ст. кВт/м<sup>2</sup></sub>	Удельный расход электроэнергии (при $\epsilon_{эф} = 1 \text{ вт/см}^2$ ) кВт/км	Условное напряжение для питания на 1 м <sup>2</sup> стенки U <sub>н</sub> , в	Примечание (размеры в миллиметрах)
Нагреватели из проволоки $\varnothing 6 \text{ мм}$	Спирали на полочках $D_{\text{ср}} = 10 \text{ д}$	149	0,324	9,1	3,9	Шаг укладки спиралей 104
	То же	118	0,365	8,15	3,45	Шаг укладки спиралей 134
	Спирали на трубках $D_{\text{ср}} = 8 \text{ д}$ ; наружный диаметр трубки 36 мм	119	0,344	7,77	3,64	Шаг укладки спиралей 104
Нагреватели из эквивалентной лентной ленты $a = 3,3 \text{ мм}$ ( $b = 10 \text{ а}$ )	Спирали на трубках $D_{\text{ср}} = 11 \text{ д}$ ; наружный диаметр трубки 55 мм	130	0,334	8,2	3,78	Шаг укладки спиралей 134
	Зигзагообразные свободно подвешенные	32,5	0,373	8,8	3,38	Шаг зигзага 58
	Ободовые сильно профилированные ( $b' = 0,8 \text{ б}$ )	21,5	0,584	9,1	2,16	Просвет 20

Размеры поперечного сечения и тип конструктивного исполнения нагревательных элементов	Длина нагревателя, размещаемого на 1 м <sup>2</sup> стенки, L <sub>н. м</sub>	Коэффициент эффективности нагревателя $\epsilon_{эф}$	Условная мощность нагревателя, размещаемого на 1 м <sup>2</sup> стенки, W <sub>ст. кВт/м<sup>2</sup></sub>	Удельный расход электроэнергии (при $\epsilon_{эф} = 1 \text{ вт/см}^2$ ) кВт/км	Условное напряжение для питания на 1 м <sup>2</sup> стенки U <sub>н</sub> , в	Примечание (размеры в миллиметрах)
Нагреватели из проволоки $\varnothing 7 \text{ мм}$	Спирали на полочках $D_{\text{ср}} = 10 \text{ д}$	149	0,312	10,25	4,7	Шаг укладки спиралей 104
	То же	118	0,361	9,35	4,1	Шаг укладки спиралей 134
	Спирали на трубках $D_{\text{ср}} = 7,15 \text{ д}$ ; наружный диаметр трубки 36 мм	107	0,334	7,84	4,41	Шаг укладки спиралей 104
Нагреватели из эквивалентной лентной ленты $a = 3,85 \text{ мм}$ ( $b = 10 \text{ а}$ )	Спирали на трубках $D_{\text{ср}} = 9,72 \text{ д}$ ; наружный диаметр трубки 55 мм	115	0,325	8,23	4,52	Шаг укладки спиралей 134
	Зигзагообразный свободно подвешенный	24,3	0,445	9,17	3,3	Шаг зигзага 77
	Ободовый сильно профилированный ( $b' = 0,8 \text{ б}$ )	19,7	0,556	9,3	2,63	Просвет 20

Размеры поперечного сечения и тип конструктивного исполнения нагревательных элементов	Длина нагревателя, размещенного на 1 м <sup>2</sup> стенки, L, н. м	Коэффициент эффективности нагревателя $\alpha_{эф}$	Условная мощность нагревателя, размещенного на 1 м <sup>2</sup> стенки, $W_{ст}$ , кВт/м <sup>2</sup>	Условный удельный расход нагретого пара (при $\alpha_{эф} = 1$ вт/см <sup>2</sup> ), кг/квт	Условное напряжение для питания нагретеля U, в	Примечание (размеры в миллиметрах)
Нагреватели из проволоки $\varnothing$ 8 мм	Спираль на полочках $D_{cp} = 10 d$	0,361	10,7	4,65	180	Шаг укладки спиралей 134
	Спираль на трубках $D_{cp} = 8,75 d$ ; наружный диаметр трубки 55 мм	0,32	8,33	5,25	149	Шаг укладки спиралей 134
	Стержневые или зигзагообразные $t = 2,5 d$	0,62	7,8	2,72	100	—
	То же $t = 4 d$	0,75	5,9	2,24	69	—

Размеры поперечного сечения и тип конструктивного исполнения нагревательных элементов	Длина нагревателя, размещенного на 1 м <sup>2</sup> стенки, L, н. м	Коэффициент эффективности нагревателя $\alpha_{эф}$	Условная мощность нагревателя, размещенного на 1 м <sup>2</sup> стенки, $W_{ст}$ , кВт/м <sup>2</sup>	Условный удельный расход нагретого пара (при $\alpha_{эф} = 1$ вт/см <sup>2</sup> ), кг/квт	Условное напряжение для питания нагретеля U, в	Примечание (размеры в миллиметрах)
Нагреватели из проволоки $\varnothing$ 9 мм	Стержневые или зигзагообразные $t = 2,5 d$	0,62	7,8	3,04	84	—
	То же $t = 4 d$	0,75	5,9	2,51	58	—
	То же $t = 2,5 d$	0,62	7,8	3,4	72	—
Нагреватели из проволоки $\varnothing$ 10 мм	То же $t = 4 d$	0,75	5,9	2,9	49	—

Для эквивалентной по условиям окисления ленты сечением  $3,3 \times 33$  мм аналогичные данные зигзагообразных нагревателей будут:

$$W'_{ст} = 8,8 \text{ квт/м}^2; g'_0 = 3,38 \text{ кг/квт} \text{ и } U' = 58,5 \text{ в};$$

$$W_{ст} = 8,8 \cdot 4,0 = 35,2 \text{ квт/м}^2; g_0 = \frac{3,28}{4} = 0,82 \text{ кг/квт} \text{ и}$$

$$U = 58,5 \cdot 2 = 117 \text{ в}.$$

Сравнение проволочных и ленточных нагревателей показывает, что для заданных условий ленточные нагреватели дают:

- на 7% большую удельную мощность на  $1 \text{ м}^2$  стенки;
- на 13,5% меньший нетто-расход нагревательного сплава;
- в 3,8 раза меньшее напряжение питания.

Несмотря на то, что проволочные нагреватели дают несколько меньшую мощность на  $1 \text{ м}^2$  стенки (удельный расход проволочных нагревателей практически не выше, чем ленточных, так как последние требуют заметного количества жароупора на крепление), они оказываются экономичнее ленточных ввиду возможности включения проволочных нагревателей непосредственно на напряжение сети 380 в, тогда как ленточные нагреватели требуют понижающего трансформатора.

## ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ РАСЧЕТ ДУГОВЫХ ПЕЧЕЙ

### 4-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЕЧИ

Наиболее распространенной ванной трехфазной дуговой сталеплавильной печи прямого действия является сфероконическая ванна с углом между образующей и осью конуса  $45^\circ$ .

Для такой ванны диаметр зеркала жидкого металла (в мм) определяется из соотношения

$$D = 2000C \sqrt[3]{V}, \quad (4-1)$$

где  $V$  — объем жидкого металла,  $\text{м}^3$ ;

$C$  — коэффициент, зависящий от отношения диаметра зеркала металла  $D$  к глубине ванны по металлу  $H$ .

Высота сферического сегмента  $H_c$  обычно принимается равной 20% общей глубины жидкого металла.

Для этого наиболее распространенного случая коэффициент  $C$  определяется по формуле

$$C = 0,875 + 0,042 a, \quad (4-2)$$

где  $a = \frac{D}{H}$ .

В диапазоне  $a=4-7$  коэффициент  $C$  может принимать-ся по данным табл. 4-1.

Таблица 4-1

Значения коэффициента  $C$  в формуле (4-1)

$a = \frac{D}{H}$	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
$C$	1,043	1,064	1,085	1,106	1,127	1,149	1,169

При высоте сферического сегмента  $H_c$ , увеличенной до 25% общей глубины жидкого металла, коэффициент  $C$  определяется по формуле

$$C = 0,9 + 0,04 a. \quad (4-3)$$

Диаметр зеркала металла может быть определен также исходя из заданной глубины металла  $H$ . Для сфероконической ванны с углом конуса  $45^\circ$  и глубиной сферического сегмента  $H_c = 0,2H$  диаметр зеркала металла  $D$  мм определяется по формуле

$$D = \frac{1750}{\sqrt[3]{V} - \frac{84}{H}}, \quad (4-4)$$

где глубина металла  $H$  измеряется в миллиметрах.

Объем жидкого металла  $V$   $\text{м}^3$  определяется из удельного объема жидкого металла  $V_0$   $\text{м}^3/\text{т}$  и заданной емкости печи  $G$  т:

$$V = V_0 G. \quad (4-5)$$

Для жидкой стали расчетный удельный объем обычно принимается

$$V_0 = 0,145 \text{ м}^3/\text{т}.$$

Над жидким металлом в ванне должно быть пространство для шлака, объем которого  $V_{ш}$  обычно принимается равным 15% объема жидкого металла. Высота слоя шлака (в мм) определяется упрощенно из соотношения

$$H_{ш} = \frac{1000V_{ш}}{0,785D^2}, \quad (4-6)$$

где  $V_{ш}$  — объем шлака,  $\text{м}^3$ ;

$D$  — диаметр зеркала металла, мм.

Уровень порога рабочего окна принимается на уровне зеркала шлака или несколько выше (с запасом 20—40 мм). Уровень откосов принимается на 30—70 мм выше уровня порога рабочего окна во избежание размывания шлаком основания футеровки стенки. Высоту плавильного пространства  $H_{\text{п}}$ , т. е. расстояние от уровня откосов до верха стенки, выбирают исходя из следующих соображений.

Внутренний объем печного пространства, включая объем ванны от подины до уровня откосов и объем плавильного пространства, как правило, должен обеспечивать возможность одновременной загрузки печи шихтой без дополнительных подвалок. Принимая то или иное значение объемного веса шихты и зная заданную величину садки печи, определяют минимально необходимый внутренний объем печного пространства, после чего определяют минимальную высоту плавильного пространства по условию одновременной загрузки печи.

Высота плавильного пространства в значительной мере определяет условия работы футеровки свода, так как чем ближе расположена внутренняя поверхность свода к зеркалу металла или шлака, тем сильнее воздействие излучения дуг и зеркала ванны на футеровку свода.

В современных дуговых сталеплавильных печах для обеспечения достаточного срока службы футеровки свода высоту плавильного пространства  $H_{\text{п}}$  рекомендуется принимать в следующих пределах:

$$\text{для печей емкостью } 0,5 - 5 \text{ т } H_{\text{п}} = (0,6 - 0,5) D_{\text{от}};$$

$$\text{для печей емкостью } 10 - 40 \text{ т } H_{\text{п}} = (0,5 - 0,45) D_{\text{от}};$$

$$\text{для печей емкостью } 80 - 180 \text{ т } H_{\text{п}} = (0,45 - 0,40) D_{\text{от}},$$

где  $D_{\text{от}}$  — диаметр ванны на уровне откосов.

Относительное уменьшение высоты плавильного пространства с увеличением емкости печи объясняется: а) стремлением уменьшить габаритную высоту печи и соответственно высоту подкрановых путей цеха, что не столь существенно для печей малой емкости; б) стремлением уменьшить реактивное сопротивление электрода, что важно для печей большой емкости.

Для ограничения тепловых потерь через под и уменьшения вызываемого ими температурного перепада по глубине жидкого металла суммарная толщина футеровки пода обычно принимается приблизительно равной глубине жидкого металла.

В дуговых печах с электромагнитным перемешиванием жидкого металла толщина подины может быть уменьшена до 0,7—0,8 глубины металла; при этом катушки перемешивающего устройства, расположенного под днищем печи, приближаются к жидкому металлу и эффект перемешивания усиливается.

Толщина футеровки стенки принимается из конструктивных соображений и обычно составляет:

$$350 - 450 \text{ мм для печей емкостью до } 5 \text{ т};$$

$$450 - 550 \text{ мм для печей емкостью } 10 - 40 \text{ т};$$

$$550 - 650 \text{ мм для печей емкостью } 80 - 180 \text{ т}.$$

Толщина футеровки свода при отсутствии тепловой изоляции соответствует длине стандартного кирпича и в зависимости от емкости печи обычно составляет:

$$230 \text{ мм для печей емкостью до } 10 \text{ т};$$

$$300 \text{ мм для печей емкостью } 20 - 80 \text{ т};$$

$$380 - 460 \text{ мм для печей емкостью } 120 - 180 \text{ т}.$$

Стрелка выпуклости свода при футеровке динасовым кирпичом принимается равной около 10%, а при футеровке хромомagneзитовым — около 15% пролета свода.

Размеры рабочего окна выбирают исходя из удобства заправки футеровки печи, а также с учетом возможности мультиметной загрузки в печь шлакообразующих и других добавок.

Ширина проема рабочего окна принимается равной 0,2—0,3 диаметра ванны на уровне откосов (меньшая относительная ширина — для наиболее крупных печей). Высота проема рабочего окна выбирается конструктивно и составляет 0,75—0,8 его ширины.

Для облегчения заправки в печах емкостью 40 т и выше иногда предусматривается второе (боковое) рабочее окно меньших размеров. Например, для 80-т печи размеры бокового окна можно принимать такими же, как размеры основного окна у 40-т печи.

В качестве примера ниже приводится определение геометрических параметров дуговой сталеплавильной печи емкостью 120 т.

Исходные данные: удельный объем жидкого металла  $V_0 = 0,145 \text{ м}^3/\text{т}$ ; форма ванны — сфероконическая с углом конуса  $45^\circ$ ; отношение диаметра зеркала к глубине металла

$$a = \frac{D}{H} = 5,75;$$

глубина сферической части ванны  $H_c = 0,2 H$ , объем шлака  $V_{\text{ш}} = 0,15V$ .

Объем жидкого металла

$$V = V_0 G = 0,145 \cdot 120 = 17,4 \text{ м}^3.$$

$$C = 0,875 + 0,042 a = 0,875 + 0,242 = 1,117.$$

Диаметр зеркала жидкого металла

$$D = 2000 C \sqrt[3]{V} = 2000 \cdot 1,117 \sqrt[3]{17,4} = 2234,26 = 5800 \text{ мм.}$$

Глубина металла

$$H = \frac{D}{a} = \frac{5800}{5,75} = 1010 \text{ мм} \approx 1000 \text{ мм.}$$

Глубина сферического сегмента

$$H_c = 0,2 H = 0,2 \cdot 1000 = 200 \text{ мм.}$$

Высота конической части жидкого металла  $H_k = 1000 - 200 = 800 \text{ мм.}$

Объем шлака

$$V_{\text{ш}} = 0,15V = 0,15 \cdot 17,4 = 2,62 \text{ м}^3.$$

Высота слоя шлака

$$H_{\text{ш}} = \frac{1000V_{\text{ш}}}{0,785D^2} = \frac{1000 \cdot 2,62}{0,785 \cdot 5,8^2} = 100 \text{ мм.}$$

Суммарная глубина ванны от пода до уровня откосов

$$H_{\text{сумм}} = H + H_{\text{ш}} + h_1 + h_2 = 1000 + 100 + 40 + 60 = 1200 \text{ мм.}$$

где  $h_1$  — высота от зеркала шлака до уровня порога, принимаемая равной 40 мм;

$h_2$  — высота от уровня порога до уровня откосов, принимаемая равной 60 мм.

Толщина футеровки пода с учетом применения электромагнитного перемешивания принимается  $\delta_{\text{п}} = 800 \text{ мм.}$

Диаметр ванны на уровне откосов

$$D_{\text{от}} = D + 2(H_{\text{ш}} + h_1 + h_2) = 5800 + 2(100 + 40 + 60) = 6200 \text{ мм.}$$

Толщина футеровки стенки принимается  $\delta_{\text{ст}} = 650 \text{ мм.}$

Внутренний диаметр кожуха

$$D_k = D_{\text{от}} + 2\delta_{\text{ст}} = 6200 + 2 \cdot 650 = 7500 \text{ мм.}$$

Высота плавильного пространства предварительно принимается

$$H_{\text{п}} = 0,42D_{\text{от}} = 0,42 \cdot 6200 = 2600 \text{ мм.}$$

Объем плавильного пространства  $V_{\text{п}} = 0,785D_{\text{от}}^2 \cdot H_{\text{п}} =$

$$= 0,785 \cdot 6,2^2 \cdot 2,6 = 78,5 \text{ м}^3.$$

Расчетный внутренний объем печи

$$V_{\text{внутр}} = V_{\text{п}} + V = 78,5 + 17,4 = 95,9 \text{ м}^3.$$

В расчетный внутренний объем печи не включен объем пространства от уровня зеркала металла до уровня откосов. Это делается для обеспечения запаса при расчете внутреннего объема, учитывая, что при загрузке корзиной шихты не заполняет часть кольцевого пространства вблизи верхней части стенки.

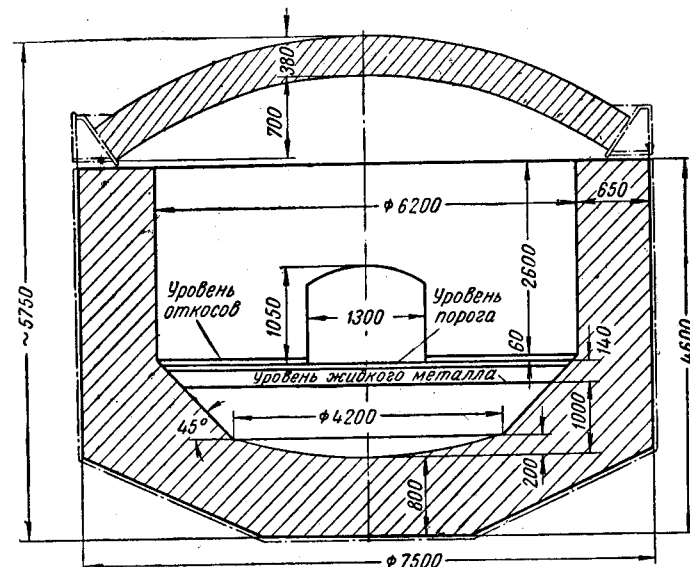


Рис. 4-1. Расчетный эскиз 120-т дуговой сталеплавильной печи.

Для одновременной заправки весом, соответствующим номинальной емкости печи, объемный вес шихты должен составлять

$$\gamma_{\text{ш}} = \frac{G}{V_{\text{внутр}}} = \frac{120}{95,9} = 1,25 \text{ т/м}^3.$$

Полная высота кожуха

$$H_k = \delta_{\text{п}} + H_{\text{сумм}} + H_{\text{п}} = 800 + 1200 + 2600 = 4600 \text{ мм.}$$

Толщина футеровки свода принимается  $\delta_{\text{св}} = 380 \text{ мм.}$

Пролет свода принимается предварительно 7000 мм и уточняется при конструировании в зависимости от формы сводового кольца и его расположения относительно кожуха печи.

Стрелка выпуклости свода:

при динасовой футеровке

$$h'_{\text{св}} = 0,1 \cdot 7000 = 700 \text{ мм.}$$



при хромомагнетитовой футеровке

$$h''_{\text{св}} = 0,15 \cdot 7000 = 1050 \text{ мм.}$$

Размеры основного рабочего окна:

$$\text{ширина } b = 0,21D_{\text{от}} = 0,21 \cdot 6200 = 1300 \text{ мм;}$$

$$\text{высота } h = 0,8b = 1040 \approx 1050 \text{ мм.}$$

Боковое окно может быть принято размерами  $1050 \times 850$  мм.

Расчетный эскиз печи см. рис. 4-1.

#### 4-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ПЕЧИ

В дуговой сталеплавильной печи основными составляющими тепловых потерь являются:

- а) потери через футеровку пода, боковых стен и свода;
- б) потери через рабочее окно;
- в) потери во внутренних металлических водоохлаждаемых конструкциях (арка рабочего окна, утепленные экономайзеры и др.);
- г) прочие потери тепла через щели и неплотности дверцы, в зазорах вокруг электродов, потери теплопроводности через тело электрода и др.

Тепловые и электрические потери дуговой печи частично рассеиваются излучением и конвекцией в окружающую среду, частично уносятся водой, охлаждающей некоторые печные конструкции.

Потери тепла, уносимого охлаждающей водой, легко поддаются измерению на действующей печи. Для этого достаточно измерить полный часовой расход воды во всех ветвях охлаждения и разности температур входа и выхода воды в каждую ветвь охлаждения. По имеющимся данным измерений температур и расхода воды соответствующие потери (в кВт) определяются из выражения

$$P_{\text{вод}} = \frac{W_1 \Delta t_1 + W_2 \Delta t_2 + \dots + W_n \Delta t_n}{860},$$

где  $W_1, W_2 \dots W_n$  — расходы воды в отдельных ветвях, л/ч;

$\Delta t_1, \Delta t_2 \dots \Delta t_n$  — разности температур у входа и выхода воды в отдельных ветвях, °С.

При суммировании тепловых потерь дуговой печи не следует учитывать тепло, уносимое водой, так как при этом можно допустить грубые ошибки. Водой уносится тепло, которое выделяется тем или иным элементом конструкции печи, и расчетчик должен правильно выявить источники тепловых потерь и рассчитать величины от-

дельных составляющих потерь. Для теплового баланса печи безразлично, каким образом удаляется от печи теряемое тепло — рассеиванием в окружающую среду или отводом в систему водяного охлаждения. Приблизительно правильная оценка доли тепловых потерь, отводимых водой, нужна не для составления теплового баланса, а для расчета потребности в охлаждающей воде и выбора сечения труб водоохлаждения. Например, потери тепла через водоохлаждаемую дверцу рабочего окна рассчитывают по формуле излучения с учетом диафрагмирования оконного проема, а по величине этих потерь и перепаду температур воды подсчитывают лишь количество воды, потребной для охлаждения дверцы.

Потери через футеровку печи определяют следующим образом. Футеровка дуговой печи подразделяется на три части: футеровку пода, боковых стенок и свода. Из расчетного эскиза ванны с контурами футеровки, который составляется при определении геометрических параметров печи, определяют расчетные поверхности футеровки пода, стенок и свода, за которые следует принимать внешние поверхности футеровки. Для упрощения расчета поверхность стенок определяют без вычета площадей проемов под рабочие окна.

Для каждой части футеровки, задаваясь материалами, толщинами отдельных слоев и температурами внутренней поверхности, определяют удельные тепловые потери, т. е. тепловые потери на  $1 \text{ м}^2$  стенки, и проверяют температуру внешней поверхности.

Тепловые потери каждой части футеровки определяют умножением удельных потерь на расчетную поверхность. Особенностью расчета тепловых потерь дуговой сталеплавильной печи является то, что в расчет следует вводить некоторую среднюю толщину огнеупорной части футеровки боковой стенки и свода для учета имеющего место в эксплуатации печи «разгара» огнеупорной кладки. Обычно в расчет принято вводить 75% толщины огнеупорной части футеровки исходя из того, что к концу кампании футеровки ее огнеупорная часть может иметь до 50% разгара.

При определении тепловых потерь через рабочее окно следует различать три случая: футерованная дверца без водяного охлаждения, футерованная дверца с водяным охлаждением и нефутерованная дверца с водяным охлаждением.

В первом случае необходимо, задаваясь температурой внутренней поверхности футеровки дверцы, толщиной слоев и материалами футеровки, определить тепловые потери через дверцу. При этом после определения тепловых потерь необходимо проверить, правильно ли была выбрана температура внутренней поверхности футеровки дверцы по условиям теплового излучения из печного пространства в оконный проем. Расчет потерь через дверцу во втором случае отличается от первого тем, что температура внешней поверхности футеровки дверцы является постоянной и определяется средней температурой охлаждающей воды (порядка  $50^{\circ}\text{C}$ ).

Средние часовые потери тепла через футерованную дверцу зависят от времени, в течение которого открыто окно.

В третьем случае потери через нефутерованную водоохлаждаемую дверцу определяют по условиям излучения из печного пространства с учетом диафрагмирования оконного проема. В этом случае потери тепла излучением практически остаются неизменными как для открытого, так и для закрытого окна.

Тепловых потерь, вызываемых конвективными воздушными потоками при открытой и неплотно прикрытой дверце, как правило, не подсчитывают и учитывают при суммировании потерь введением некоторого коэффициента избытка.

Потери во внутренних металлических водоохлаждаемых конструкциях определяют по формуле излучения из печного пространства на поверхность с фиксированной температурой порядка  $50^{\circ}\text{C}$ . Эти потери могут достигать заметной доли общей мощности печи, что указывает на необходимость сведения к приемлемому минимуму суммарной тепловоспринимающей поверхности внутренних водоохлаждаемых конструкций печи.

Прочие потери тепла (неучтенные) отражаются в расчете введением коэффициента избытка к сумме подсчитанных потерь. Этот коэффициент обычно принимается равным 1,2—1,4.

До сих пор речь шла о тепловых потерях печи во время расплавления. В первом приближении эти потери могут быть приняты и для периода рафинировки; для более строгих расчетов следовало бы учитывать, что в период рафинировки тепловые потери могут несколько увеличиваться за счет более высокой температуры печного пространства.

Кроме потерь в период расплавления и рафинировки, в дуговой печи имеются тепловые потери в период межплавочного простоя. Они складываются из потерь через футеровку, через окна, через водоохлаждаемые внутренние конструкции и с внутренней поверхности раскрытой печи (в печах с верхней механизированной загрузкой). Аналитическое определение потерь межплавочного простоя, существенно зависящих от длительности простоя и условий работы печи, представляет значительные трудности. Для печей с боковой загрузкой среднюю мощность тепловых потерь межплавочного простоя приблизительно можно принимать такой же, как и для периода расплавления. Для печей с верхней загрузкой, учитывая значительные дополнительные потери тепла излучением с внутренней раскрытой поверхности печи, среднюю мощность потерь межплавочного простоя можно оценить величиной порядка 150% мощности тепловых потерь периода расплавления.

Учитывая, что в печах с верхней загрузкой длительность межплавочного простоя значительно меньше, чем в печах с боковой загрузкой, потери энергии за период расплавления в печах с верхней и боковой загрузками при прочих одинаковых условиях различаются несущественно.

Общее время межплавочного простоя складывается из времени слива металла, загрузки печи и заправки футеровки. Длительность загрузки определяется степенью механизации процесса. Ручная боковая загрузка, применяющаяся на печах емкостью до 5 т, обычно длится 20—40 мин. Боковая загрузка мультлами при помощи завалочной машины, применяющаяся на печах емкостью 10—30 т, обычно отнимает приблизительно столько же времени. Верхняя загрузка корзиной, широко применяемая в настоящее время на печах различных емкостей, отнимает время порядка 5—10 мин.

Длительность заправки футеровки зависит от емкости печи, а также от характера технологического процесса и обычно составляет 5—10 мин для печей емкостью до 5 т при кислом процессе и до 20—30 мин для печей емкостью 20—40 т при основном процессе.

#### Пример

Расчет производится для геометрических параметров, выбранных в предыдущем примере (см. рис. 4-1).

Расчетная поверхность стенки

$$F_{\text{ст}} = \pi D_{\text{к}} H_{\text{ст}}$$

где  $D_k$  — внутренний диаметр кожуха, м;

$H_{ст}$  — высота стенки кожуха, м.

При конической форме стенки кожуха определение расчетной поверхности стенки производится по среднему диаметру кожуха.

Высота стенки кожуха определяется по формуле

$$H_{ст} \approx 0,8H_k,$$

где  $H_k$  — суммарная высота кожуха (высота от подового листа до верха кожуха).

В нашем случае

$$F_{ст} = 3,14 \cdot 7,5 \cdot 0,8 \cdot 4,6 = 86,5 \text{ м}^2.$$

Расчетная поверхность пода при сферическом днище с точностью, достаточной для теплового расчета, может приниматься равной

$$F_{п} = 1,15 \cdot 0,785 D_k^2 \approx 0,9 D_k^2 = 0,9 \cdot 7,5^2 = 50,5 \text{ м}^2.$$

При коническом днище расчетная поверхность пода может приниматься такой же, как и при сферическом.

Расчетная поверхность свода при цилиндрическом кожухе может приниматься такой же, как и пода, т. е.  $F_{св} = F_{п}$ .

Расчетная поверхность оконного проема для определения потерь излучением подсчитывается как произведение ширины окна в свету на габаритную высоту окна в свету:  $F_{ок} = B_{ок} H_{ок}$ .

Суммарная площадь оконных проемов  $F_{ок} = B_1 H_1 + B_2 H_2 = 1,3 \cdot 1,05 + 1,05 \cdot 0,85 = 2,25 \text{ м}^2$ .

Для определения удельных тепловых потерь через под задаемся следующими данными:

а) Толщина огнеупорной части футеровки пода (магнезит)  $S_1 = 550 \text{ мм}$ .

б) Толщина теплоизоляционной части футеровки пода  $S_2 = 200 \text{ мм}$ .

в) Средний расчетный коэффициент теплопроводности огнеупорной части футеровки пода  $\lambda_1 = 2,2 \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ .

г) То же для теплоизоляционной части футеровки  $\lambda_2 = 1,0 \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ .

д) Температура внутренней поверхности футеровки  $t_1 = 1600^\circ \text{С}$ .

е) Температура окружающей среды  $t_0 = 20^\circ \text{С}$ .

Задаваясь предварительно температурой внешней поверхности футеровки  $t_2 = 150^\circ \text{С}$ , определяем удельные тепловые потери пода по формуле

$$q'_{по} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2}} = \frac{1600 - 150}{\frac{0,55}{2,2} + \frac{0,20}{1,0}} = 3220 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Теплоотдача с поверхности пода в окружающую среду (см. табл. 3-5)  $q_{по} = \alpha_{150} (t_2' - t_0) = 15 (150 - 20) = 1950 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ ; это указывает на то, что в действительности температура кожуха будет выше, соответственно чему корректируем величину удельных потерь пода, задаваясь другой температурой кожуха:  $t_2'' = 200^\circ \text{С}$ :

$$q''_{по} = \frac{1600 - 200}{0,45} = 3120 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

При этом теплоотдача с поверхности пода

$$q''_{по} = \alpha_{200} (t_2'' - t_0) = 17,6 (200 - 20) = 3170 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Несущественная разница между тепловыми потерями и теплоотдачей пода (3120 и 3170 ккал/м<sup>2</sup>·ч) говорит о том, что температура внешней поверхности пода будет весьма мало отличаться от 200°С, а удельные тепловые потери пода будут составлять  $\sim 3140 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$  или  $\frac{3140}{860} = 3,77 \text{ квт/м}^2$ .

Потери через под

$$q_{п} = q_{по} F_{п} = 3,77 \cdot 50,5 = 190 \text{ квт}.$$

Для определения удельных потерь через стенки задаемся исходными данными:

$S'_1 = 450 \text{ мм}$  (в расчет вводится 335 мм):

$\lambda_1 = 2,2 \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ ;  $\lambda_2 = 0,9 \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{ч}$ ;  $t_1 = 1600^\circ \text{С}$ ;

$t_0 = 20^\circ \text{С}$ ;  $S_2 = 200 \text{ мм}$ .

Принимаем предварительно  $t_2' = 200^\circ \text{С}$ .

$$q'_{стО} = \frac{1600 - 200}{\frac{0,335}{2,2} + \frac{0,2}{0,9}} = \frac{1400}{0,374} = 3740 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Теплоотдача с поверхности стенки кожуха

$$q''_{стО} = 17,6 (200 - 20) = 3170 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч};$$

следовательно, действительная температура кожуха будет несколько выше — около 220°С, но удельные потери не будут заметно отличаться от  $q'_{стО}$ :

$$q_{стО} \approx 3740 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч},$$

или

$$\frac{3740}{860} = 4,35 \text{ квт/м}^2.$$

Потери через стенки

$$q_{ст} = q_{стО} F_{ст} = 4,35 \cdot 86,5 = 377 \text{ квт}.$$

Исходные данные для определения удельных тепловых потерь свода (футеровка динасовая однослойная без теплоизоляции):  $S = 0,75 \cdot \delta_{св} = 0,75 \cdot 380 = 285 \text{ мм}$  (75% исходной толщины свода);  $\lambda = 1,5$ ;

$t_1 = 1600^\circ \text{С}$ ;  $t_0 = 20^\circ \text{С}$ .

Принимая предварительно  $t'_2 = 300^\circ \text{C}$ , получим:

$$q'_{\text{св} \text{ O}} = \frac{1600 - 300}{0,285 \cdot 1,5} = 6850 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \text{ или } 8,0 \text{ квт/м}^2.$$

Теплоотдача с поверхности свода

$$q''_{\text{св} \text{ O}} = 22,8(300 - 20) = 6400 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч},$$

т. е. действительная температура поверхности свода будет несколько выше предварительно принятой, а удельные потери не будут заметно отличаться от предварительно подсчитанных.

Потери через свод

$$q_{\text{св}} = q'_{\text{св} \text{ O}} F_{\text{св}} = 8,0 \cdot 50,5 \approx 400 \text{ квт}.$$

Для определения тепловых потерь излучением через окна необходимо найти коэффициент диафрагмирования оконного проема.

По табл. 3-7 для обоих проемов коэффициент диафрагмирования принимается усредненно  $\varphi = 0,65$ . Тепловые потери через постоянно открытые окна при температуре печи  $1600^\circ \text{C}$  составляют

$$q'_{\text{изл.дв}} = C_{\text{пр}} \varphi F_{\text{ок}} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 \right] \approx \\ \approx C_{\text{пр}} \varphi F_{\text{ок}} \left( \frac{T}{100} \right)^4 = 4,0 \cdot 0,65 \cdot 2,26 \left( \frac{1600 + 273}{100} \right)^4 = \\ = 720000 \text{ ккал/ч}, \text{ или } 837 \text{ квт}.$$

Принимая время пребывания окон в открытом состоянии равным 15% длительности плавления, определяем среднюю мощность тепловых потерь излучения:

$$q_{\text{изл.дв}} = Q'_{\text{изл.дв}} 0,15 = 837 \cdot 0,15 = 125 \text{ квт}.$$

Для определения тепловых потерь теплопроводностью через футеровку дверцы при закрытых окнах задаемся толщиной футеровки дверцы 115 мм (шамотный кирпич) и температурой внешней водоохлаждаемой поверхности футеровки дверцы  $50^\circ \text{C}$ .

Принимая среднюю температуру внутренней поверхности футеровки дверцы  $400^\circ \text{C}$ , определяем потери тепла через футеровку обеих дверей:

$$q'_{\text{т.дв}} = \frac{1400 - 50}{0,115 \cdot 1,0 \cdot 2,26} = 26500 \text{ ккал/ч}, \text{ или } 31 \text{ квт};$$

$$q_{\text{т.дв}} = q'_{\text{т.дв}} 0,85 = 31 \cdot 0,85 \approx 26 \text{ квт}.$$

Коэффициент 0,85 учитывает время пребывания окна в закрытом состоянии.

Суммарная мощность тепловых потерь через рабочие окна печи

$$q_{\text{дв}} = q_{\text{изл.дв}} + q_{\text{т.дв}} = 125 + 26 = 151 \text{ квт}.$$

Тепловые потери через водоохлаждаемые металлические конструкции, находящиеся в печном пространстве, определяются исходя из следующих предпосылок:

а) Суммарная активная поверхность водоохлаждаемых конструкций, непосредственно воспринимающая теплоизлучение из печного пространства (арочки и столбики рабочих окон и утепленные экономайзеры), принимается  $F_{\text{охл}} = 1 \text{ м}^2$ .

б) Средняя температура печного пространства за период расплавления принимается  $1500^\circ \text{C}$ .

в) приведенный коэффициент излучения  $C_{\text{пр}} = 4,0 \text{ ккал/м}^2 \cdot ^\circ \text{K}^4 \cdot \text{ч}$ .

Тепловые потери через внутренние водоохлаждаемые конструкции печи, пренебрегая незначительным диафрагмированием излучения,

$$q_{\text{охл}} \approx C_{\text{пр}} F_{\text{охл}} \left( \frac{1873}{100} \right)^4 = 4,0 \cdot 1,0 \times$$

$$\times 122500 = 490000 \text{ ккал/ч}, \text{ или } 570 \text{ квт}.$$

Суммарная мощность тепловых потерь печи в период расплавления

$$q_{\text{т}} = (q_{\text{п}} + q_{\text{ст}} + q_{\text{св}} + q_{\text{дв}} + q_{\text{охл}}) 1,4 = 2360 \text{ квт},$$

где 1,4 — коэффициент неучтенных тепловых потерь.

Относительные значения отдельных статей тепловых потерь, %:

Под печи	Стенки печи	Свод	Рабочие окна	Внутренние водоохлаждаемые конструкции	Всего
11	22	24	9	34	100

Таким образом, на долю свода, рабочих окон и внутренних водоохлаждаемых конструкций приходится около  $2/3$  тепловых потерь, а через под и стенки печи теряется лишь  $1/3$  тепла.

В связи с этим следует отметить неправильность встречающегося в литературе утверждения о том, что тепловые потери дуговой печи пропорциональны ее внешней поверхности или кубу основного геометрического размера печи (диаметра кожуха). В действительности тепловые потери дуговой печи растут медленнее, чем ее внешняя поверхность. Зависимость суммарных тепловых потерь дуговой печи от ее внешней поверхности должна явиться предметом углубленных исследований. В первом приближении можно считать, что тепловые потери дуговой печи в зависимости от внешней поверхности растут в степени 0,75. В частности, в ряде практических случаев значительное увеличение высоты плавильного пространства (т. е.

в конечном счете высоты кожуха) приводит к ничтожному увеличению тепловых потерь печи и многократно окупается рядом эксплуатационных преимуществ.

Тепловые потери печи в период межплавочного простоя определяют, исходя из длительности простоя, принимаемой  $\tau_{пр} = 40$  мин (10 мин — загрузка и 30 мин — заправка печи), или 0,67 ч.

Средняя мощность тепловых потерь за период межплавочного простоя

$$q_{пр} = q_T \cdot 1,5 = 2360 \cdot 1,5 = 3540 \text{ квт.}$$

Потери энергии за время межплавочного простоя

$$W_{пр} = q_{пр} \tau_{пр} = 3540 \cdot 0,67 = 2360 \text{ квт.ч.}$$

#### 4-3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПЕЧИ И ВЫБОР МОЩНОСТИ ТРАНСФОРМАТОРА

Сводный тепловой баланс дуговой печи за полный цикл плавки включает:

а) суммарные тепловые и электрические потери печи с трансформатором за время расплавления, рафинировки и межплавочного простоя;

б) полезную энергию на расплавление твердой завалки или подогрев жидкой завалки до заданной температуры;

в) полезную энергию, расходуемую в период рафинировки на перегрев металла и эндотермические реакции в ванне печи.

При конструировании дуговых сталеплавильных печей принято составлять тепловой баланс лишь за период расплавления или перегрева жидкой завалки до заданной температуры. Это объясняется тем, что полезная энергия периода рафинировки существенно зависит от технологии металлургического процесса, а печь может работать в самых разнообразных технологических режимах. Исходя из теплового баланса периода расплавления, определяют мощность трансформатора и удельный расход электроэнергии на расплавление. Тепловые потери периода расплавления складываются из тепловых потерь включенной печи (или потерь за время расплавления) и тепловых потерь межплавочного простоя, т. е. от момента выключения печи по окончании предыдущей плавки до момента включения печи для последующей плавки.

Полезная энергия на расплавление твердой завалки определяется по весу садки и теоретической величине удельной энергии на расплавление 1 т садки. В тепловом

балансе должен учитываться приход энергии от экзотермических реакций в период расплавления, т. е. тепла, получающегося от сгорания электродов и некоторой части металлической шихты, а также тепла, выделяющегося за счет вспомогательных химических реакций. Электрические потери печи в предварительном тепловом балансе учитываются приближенно; после проведения электрического расчета тепловой баланс печи может корректироваться. Для упрощенных расчетов тепловой баланс печи с твердой завалкой может составляться по следующим соображениям.

а) Из опыта эксплуатации известно, что электрические потери дуговой печи в период расплавления составляют в среднем 10—12% полного расхода энергии на расплавление.

б) Приход энергии за счет экзотермических реакций в период расплавления характеризуется такой же величиной, т. е. порядка 10—12% полного расхода энергии на расплавление.

Без большой погрешности для результата в упрощенном тепловом балансе периода расплавления можно приравнять расход энергии на покрытие электрических потерь печи (включая трансформатор) приходу энергии за счет экзотермических реакций. Полезная энергия, необходимая для нагрева и расплавления 1 т стали, при твердой завалке составляет 340 квт.ч.

#### Пример составления теплового баланса дуговой сталеплавильной печи емкостью 120 т

Полезная энергия

$$W_{\text{полезн}} = W_0 G = 340 \cdot 120 = 40800 \text{ квт.ч.}$$

Энергия на покрытие тепловых потерь за время расплавления при времени расплавления  $\tau = 2,5$  ч

$$W_{\text{пот.распл}} = q_T \tau = 2360 \cdot 2,5 = 5900 \text{ квт.ч.}$$

Энергия на покрытие тепловых потерь межплавочного простоя  $W_{пр} = 2360 \text{ квт.ч}$  (см. пример расчета тепловых потерь).

Суммарная электроэнергия периода расплавления

$$W = W_{\text{полезн}} + W_{\text{пот.распл}} + W_{пр} = 40800 + 5900 + 2360 = 49060 \text{ квт.ч.}$$

Удельный расход электроэнергии на расплавление твердой завалки

$$w_0 = \frac{W}{G} = \frac{49060}{120} = 410 \text{ квт.ч/т.}$$

Мощность трансформатора сталеплавильной печи для твердой завадки выбирается исходя из теплового баланса в период расплавления, так как в последующие периоды плавки печь потребляет меньшую мощность.

Для принятого выше условия компенсации электрических потерь печи в период расплавления энергией экзотермических реакций мощности трансформатора (в *кВа*) определяется как

$$P = \frac{W}{\tau_p K \cos \varphi}, \quad (4-7)$$

где  $W$  — полезная энергия и тепловые потери за время расплавления и межплавочного простоя, *квт·ч*;

$\tau_p$  — время расплавления (при включенной печи), *ч*;

$K$  — коэффициент использования мощности трансформатора в период расплавления;

$\cos \varphi$  — коэффициент мощности печной установки.

Суммарным временем расплавления следует считать время от включения печи после загрузки до момента окончания расплавления. Это время может включать различные простои, например, время на подвалку, повороты ванны вокруг вертикальной оси, простоя из-за поломки электрода и т. п.

Для определения потребной мощности трансформатора в расчет должно вводиться чистое время расплавления, или время расплавления при включенной печи, которое равно суммарному времени расплавления за вычетом всех простоев, относящихся к процессу расплавления.

При определении мощности трансформатора время расплавления может приниматься равным для печей емкостью до 5 т 1,25—1,75 ч, для печей емкостью 10—20 т 1,5—2 ч, для печей емкостью 40 т и выше 2—3,0 ч. Для кислого процесса с короткой рафинировкой целесообразно принимать минимальные из указанных значений.

Коэффициент использования мощности трансформатора учитывает:

а) невозможность использования полной мощности трансформатора ввиду того, что часть периода расплавления печь работает на пониженном напряжении для сохранения футеровки при излучениях открытых дуг;

б) недоиспользование мощности трансформатора ввиду отклонений фактических параметров работы печи от

заданных, в частности за счет несовершенства механической части системы перемещения электродов и недостаточной чувствительности и быстродейственности системы автоматического регулирования мощности;

в) возможные иметь место перерывы горения дуги, например при отклонениях печи для стаскивания нерасплавившейся шихты с откосов.

В расчетах дуговых печей коэффициент  $K$  обычно принимают равным 0,85—0,9. При наличии возможности перегрузки трансформатора в период расплавления значение коэффициента  $K$  можно принимать и выше 0,9. Расчетное значение  $\cos \varphi$  печной установки можно принимать равным 0,85. Расчетные параметры и конструктивные решения короткой сети, а также трансформатора современной дуговой сталеплавильной печи должны обеспечивать  $\cos \varphi$  печной установки не ниже 0,85.

**Пример выбора мощности печного трансформатора** (для рассчитанной выше 120-т печи)

Принимая  $\tau_p = 2,5$  ч;  $K = 0,85$  и  $\cos \varphi = 0,85$ , определяем потребную мощность трансформатора:

$$P = \frac{49\,060}{2,5 \cdot 0,85 \cdot 0,85} = 27\,200 \text{ кВа.}$$

Установленную мощность трансформатора целесообразно принять с некоторым запасом равной 30 000 *кВа*.

При выборе мощности печного трансформатора необходимо учитывать следующие соображения.

Применение трансформатора повышенной мощности целесообразно: а) если эта повышенная мощность может удовлетворительно использоваться без ущерба для нормальных условий службы футеровки; б) если время расплавления занимает значительную часть общей длительности плавки, например при кислом процессе выплавки стали или основном процессе на переплаве. Если же футеровка не позволяет длительно использовать полную мощность трансформатора, а время расплавления составляет лишь 30—40% длительности плавки, то применение трансформатора повышенной мощности может даже ухудшить технико-экономические показатели печи, в частности за счет снижения выплавки стали на 1 000 *кВа* установленной мощности трансформатора.

ГОСТ 7206-54 устанавливает следующие значения установленной мощности трансформаторов дуговых сталеплавильных печей:

Номинальная емкость печи, т	0,5	1,5	3	5	10	20	40	80
Установленная мощность трансформатора, кВа	400	1 000	1 800	2 800	5 000	9 000	15 000	25 000

ГОСТ не исключает возможности применения к той или иной печи трансформатора меньшей мощности из трансформаторов стандартного ряда. Так, например, печь емкостью 40 т в определенных условиях может успешно работать с трансформатором мощностью 9 000 кВа.

Из опыта зарубежной электрометаллургии известно, что 70-т печи с трансформаторами мощностью 15 000 кВа на заводе фирмы Дейче Эдельштальверке в Крефельде (ФРГ) работают с примерно такими же показателями, как 60-т печи с трансформаторами мощностью 20 000 кВа на заводе фирмы Сэмюэль Фокс в Стокбридже (Англия).

В ряде случаев существенное улучшение показателей печи может быть достигнуто не за счет увеличения мощности трансформатора, а за счет приведения размеров плавильного пространства в соответствие с возможностями имеющегося трансформатора при конкретных условиях работы печи.

#### 4.4. ВЫБОР НАПРЯЖЕНИЯ ПЕЧИ И ДИАМЕТРА ЭЛЕКТРОДА

В трехфазных дуговых сталеплавильных печах вторичное напряжение трансформатора должно выбираться с учетом мощности трансформатора, размеров печного пространства, характера металлургического процесса плавки стали и качества материалов огнеупорной кладки печи.

Для улучшения электрического к. п. д. и коэффициента мощности печи следует стремиться к повышению напряжения печи, однако при высоких напряжениях излучение длинных открытых дуг грозит вызвать недопустимые перегревы внутренней поверхности огнеупорной кладки с резким снижением стойкости футеровки стен и свода. Повышение стойкости футеровки может достигаться либо увеличением размеров печного пространства для удаления поверхности футеровки от очагов мощного

теплового излучения дуг и более равномерного облучения футеровки, либо повышением качества огнеупорных материалов.

Для печей емкостью 0,5—3,0 т, работающих преимущественно с кислым процессом, линейное напряжение печи на верхних ступенях трансформатора имеет величину порядка 220 в. ГОСТ 7207-54 регламентирует следующие значения верхних ступеней вторичного напряжения трансформаторов дуговых сталеплавильных печей (по [ ])

Номинальная емкость печи, т	0,5	1,5	3,0	5	10	20	40	80
Верхняя ступень вторичного напряжения, в	212	224	245	260	280	320	360	420

*Мощность в кВт: 400 1000 1800 2500 5000 9000 15 25*

По известным установленной мощности и вторичному напряжению на верхней ступени печного трансформатора определяют номинальный линейный ток печи:

$$I = \frac{10^3 P_{(кВа)}}{U_2 \sqrt{3}} [a]. \quad (4-8)$$

Диаметр электрода выбирают по номинальному линейному току печи и допускаемой плотности тока в поперечном сечении электрода по данным табл. 4-2.

Таблица 4-2

#### Допустимые плотности тока и удельные сопротивления угольных и графитизированных электродов

		Диаметр электрода, мм						
		100	150	200	250	300	350	400
Угольные электроды марки УЭО по ГОСТ 4425-48	Наибольшая допустимая плотность тока, а/см <sup>2</sup>	—	11	10	9	8	8	7
	Удельное сопротивление, ом·мм <sup>2</sup> /м	—	42	42	42	45	45	45
Графитизированные электроды марки ЭГО по ГОСТ 4426-48	Наибольшая допустимая плотность тока, а/см <sup>2</sup>	28	24	20	18	17	16	15
	Удельное сопротивление, ом·мм <sup>2</sup> /м	9	9,5	9,5	10	10	10	10

*Удельная плотность тока при 300 мм 400 мм*

В современных дуговых сталеплавильных печах в подавляющем большинстве случаев применяются графитизированные электроды. Угольные электроды находят ограниченное применение в печах емкостью до 5 т.

Для самоспекающихся электродов руднотермических печей значения допустимых плотностей тока находятся в пределах 8—12 а/см<sup>2</sup>. В руднотермических печах плотность тока в электродах обычно принимают по технологическим соображениям в пределах 4—6 а/см<sup>2</sup>.

**Примёр** выбора диаметра электрода печи 120 т

Принимая верхнюю ступень вторичного напряжения 480 в, определяем номинальный ток печи:

$$I = \frac{P \cdot 10^3}{U_2 \sqrt{3}} = \frac{30\,000 \cdot 10^3}{480 \cdot 1,73} = 36\,200 \text{ а.}$$

Принимая допустимую плотность тока  $\Delta = 13 \text{ а/см}^2$ , определяем диаметр графитизированного электрода:

$$D = \sqrt{\frac{I}{0,785\Delta}} = \sqrt{\frac{36\,200}{0,785 \cdot 13}} = 59,8 \text{ см} \approx 600 \text{ мм.}$$

#### 4.5. РАСЧЕТ КОРОТКОЙ СЕТИ

##### а) Общие соображения

Печной контур представляет собой совокупность последовательно соединенных участков вторичного токоподвода печи, иначе называемого короткой сетью печи, трансформатора и дросселя.

Технико-экономические показатели печной установки существенно зависят от основных параметров печного контура, т. е. от его активного ( $r$ ) и реактивного ( $x$ ) сопротивлений.

Активное сопротивление  $r$  непосредственно влияет на величину электрических потерь печной установки:

$$P_a = I^2 r, \quad (4-9)$$

где  $P_a$  — активные потери одной фазы печной установки, *вт*;

$I$  — линейный вторичный ток печи, *а*;

$r = r_{к.с} + r_{тр} + r_{др}$  — активное сопротивление короткой сети, трансформатора и дросселя на одну фазу, *ом*.

Реактивное сопротивление  $x = x_{к.с} + x_{тр} + x_{др}$ , т. е. сопротивление короткой сети, трансформатора и дросселя в омах, в основном определяет величину сопротивления короткого замыкания печи  $z_k = \sqrt{x^2 + r^2}$ , поскольку в практических случаях  $x \gg r$ .

Ток короткого замыкания печной установки

$$I_k = \frac{U_\phi}{z_k} \approx \frac{U_\phi}{x},$$

где  $U_\phi$  — фазное напряжение печного трансформатора, *в*.

Для удобства расчетов величина  $x$  обычно дается в процентах. Относительное индуктивное сопротивление  $x$ , выраженное в процентах, указывает, какую долю полного напряжения фазы печной установки составляет падение напряжения на реактивном сопротивлении печной установки при номинальном токе:

$$x^0/\% = \frac{I_n x_{(ом)}}{U_{\phi.н}} 100^0/\%. \quad (4-10)$$

Расчетный коэффициент мощности печи (без учета не-синусоидальности токов и влияния магнитных масс) определяется из выражения

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \left(\frac{x^0/\%}{100}\right)^2}. \quad (4-11)$$

Зная  $x^0/\%$ , можно легко определить кратность тока короткого замыкания печной установки  $K$ :

$$K = \frac{I_k}{I_n} = \frac{100}{x^0/\%}. \quad (4-12)$$

Для обеспечения нормального режима работы печи величина  $K$  обычно находится в пределах 2,5—3,5. Для устойчивого горения дуги переменного тока в ее цепи должно иметься некоторое минимальное индуктивное сопротивление, величина которого зависит от условий, в которых горит дуга, и абсолютного значения тока дуги. В дуговых печах емкостью свыше 20 т реактивности короткой сети, как правило, достаточно для обеспечения устойчивого горения дуги во всех режимах работы печи. В печах



емкостью до 10 т реактивности короткой сети часто оказывается недостаточно для обеспечения устойчивости горения дуги в начале расплавления при холодной печи. В этих случаях последовательно с первичной обмоткой печного трансформатора включается дроссель (реактор), повышающий индуктивное сопротивление печной установки. Индуктивность дросселя выбирается с таким расчетом, чтобы суммарное индуктивное сопротивление печного контура на высших ступенях вторичного напряжения ограничивало кратность тока короткого замыкания величиной порядка 3,0—3,5.

Кратность тока короткого замыкания, повышенная против указанных пределов, помимо неустойчивости горения дуги, может приводить к значительной неравномерности нагрузки питающей сети и создает тяжелые условия работы коммутационной аппаратуры.

Если в печном контуре есть дроссель, то он должен иметь возможность полного или частичного отключения с таким расчетом, чтобы включаться лишь по мере необходимости и отключаться, если это ухудшает показатели работы печи.

При пониженной кратности тока короткого замыкания ухудшается коэффициент мощности печной установки, т. е. ухудшаются энергетические показатели печи, увеличивается удельный расход электроэнергии и снижается выплавка стали на 1 000 *кв*а установленной мощности трансформатора.

Величины сопротивлений  $x_{тр}$ ,  $r_{тр}$ ,  $x_{др}$  и  $r_{др}$  указываются в паспортах трансформатора и дросселя, сопротивления же короткой сети  $x_{к.с}$  и  $r_{к.с}$  должны рассчитываться в процессе конструирования печи или приниматься на основании проверенных опытных данных аналогичных печей.

Короткая сеть, начинающаяся от конца электрода и оканчивающаяся выводами вторичного напряжения печного трансформатора, имеет сравнительно небольшую протяженность, однако при вторичных токах, измеряемых на крупных печах десятками тысяч ампер, ее относительная реактивность обычно имеет величину порядка 30—40%, а в ряде случаев еще выше. В этих случаях не только отпадает необходимость в применении дросселей, но при конструировании крупных печей необходимо уделять особое внимание снижению индуктивности короткой сети.

## б) Рабочие характеристики печи

Электрический режим дуговой печи характеризуется следующими основными параметрами: а) вторичным напряжением печного трансформатора; б) током, протекающим в электроде; в) суммарным реактивным сопротивлением короткой сети; г) суммарным активным сопротивлением короткой сети.

Активное и реактивное сопротивление короткой сети для конкретной конструкции печи можно в первом приближении считать постоянными, если не учитывать возможности изменений сопротивлений за счет переключения дросселя, а также за счет изменения длины электрода по ходу плавки. Ток и напряжение печи в ходе плавки могут существенно меняться. Для каждой ступени вторичного напряжения печного трансформатора можно построить кривые значений суммарной активной мощности, потребляемой печью, мощности, выделяемой в дуге, мощности электрических потерь, коэффициента мощности печи и электрического к. п. д. печи в зависимости от тока электрода. Эти кривые называются рабочими характеристиками печи.

Рабочие характеристики для каждой ступени вторичного напряжения строятся следующим образом.

Коэффициент мощности печи может подсчитываться по формулам (4-10) и (4-11).

Наглядное представление о влиянии величин тока и напряжения на коэффициент мощности печи дает векторная диаграмма напряжений (рис. 4-2).

Мощность электрических потерь  $P_{пот}$  при различных токах определяется произведением квадрата тока на активное сопротивление короткой сети.

Общую активную мощность  $P_{акт}$  подсчитывают как произведение вторичного тока, вторичного напряжения и коэффициента мощности. Мощность дуги  $P_d$  определяют как

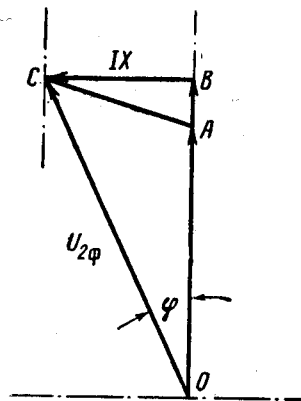


Рис. 4-2. Векторная диаграмма напряжений дуговой печи.

*OC* — вторичное фазное напряжение; *OA* — напряжение дуги; *AB=IR* — падение напряжения в активном сопротивлении короткой сети; *BC=IX* — падение напряжения в реактивном сопротивлении короткой сети.

разность активной мощности  $P_{\text{акт}}$  и мощности электрических потерь  $P_{\text{пот}}$ .

Электрический к. п. д. печи  $\eta$  определяют как отношение мощности дуги к активной мощности при допущении, что полезная мощность печи представляет собой суммарную мощность всех дуг. Строго говоря, к полезной мощности, помимо мощности дуг, следует также относить мощность, выделяющуюся в активных сопротивлениях участков электродов внутри печи, т. е. ниже внутренней поверхности свода. При строгом анализе электрический к. п. д. печи

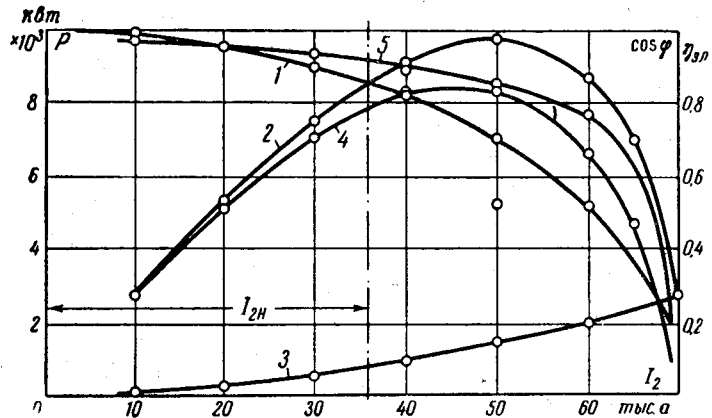


Рис. 4-3. Рабочие характеристики дуговой сталеплавильной печи емкостью 120 т.

1 —  $\cos \varphi$ ; 2 — активная мощность фазы  $P_a$ ; 3 — мощность электрических потерь на фазу  $P_{\text{эл}}$ ; 4 — мощность дуги на фазу  $P_d$ ; 5 — электрический к. п. д.  $\eta_{\text{эл}}$ ;  $I_{2н}$  — номинальный линейный ток печи.

при коротком замыкании не равен нулю, а определяется отношением выделяемой в электродах внутри печи мощности к общей активной мощности, потребляемой печью при коротком замыкании.

На рис. 4-3 представлены рабочие характеристики дуговой сталеплавильной печи емкостью 120 т для верхней ступени вторичного напряжения трансформатора 480 в (см. пример расчета короткой сети).

### в) Расчет индуктивного сопротивления короткой сети

Индуктивное падение напряжения в проводнике вызывается как магнитным потоком, создаваемым током этого проводника, так и магнитными потоками токов соседних

проводников. Каждый участок короткой сети упрощенно может быть представлен как система проводников. Для определения индуктивного сопротивления этой системы необходимо знать коэффициенты самоиндукции каждого проводника и коэффициенты взаимной индукции каждой пары проводников системы. Пусть имеется система параллельных обтекаемых током проводников (рис. 4-4). Падение напряжения между точками  $a$  и  $b$

$$\dot{U}_{ab} = Ir + j\omega I_1 L_{11} + j\omega I_2 M_{12} + j\omega I_3 M_{13} + \dots + j\omega I_n M_{1n}, \quad (4-13)$$

где  $r$  — активное сопротивление первого проводника;  
 $L_{11}$  — коэффициент самоиндукции первого проводника;  
 $M_{12}, M_{13}, \dots, M_{1n}$  — коэффициенты взаимной индукции первого проводника со вторым, третьим,  $n$ -м проводниками.

Если фазы токов, протекающих в параллельных проводниках, совпадают или сдвинуты на  $180^\circ$ , магнитные потоки взаимной индукции влияют только на реактивную составляющую  $\dot{U}_{ab}$ . Если же токи сдвинуты на углы, отличающиеся от  $0$  и  $180^\circ$ , в падении напряжения  $\dot{U}_{ab}$  появляется и активная составляющая, вызываемая потоками взаимной индукции. Это явление вызывает несимметрию активных мощностей, выделяемых в отдельных фазах печи.

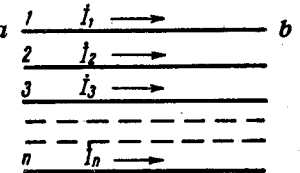


Рис. 4-4. Параллельные проводники с токами одного направления.

Расчет индуктивного сопротивления короткой сети может быть сведен к следующим простейшим случаям:

1. Система параллельных проводников с совпадающими по фазе токами  $I_1 = I_2 = \dots = I_n$  (рис. 4-4)

$$\dot{U}_{ab} = \dot{I}r + j\omega I(L_{11} + M_{12} + M_{13} + \dots + M_{1n}). \quad (4-14)$$

Индуктивное сопротивление первого проводника

$$x_1 = \omega(L_{11} + M_{12} + M_{13} + \dots + M_{1n}). \quad (4-15)$$

Аналогично определяются сопротивления остальных проводников.

Сопrotивление всей системы параллельных проводников определяется из выражения

$$\frac{1}{\omega L} = \frac{1}{\omega L_1} + \frac{1}{\omega L_2} + \dots + \frac{1}{\omega L_n}, \quad (4-16)$$

При большом количестве проводников для упрощения вычисления обычно принимается

$$L = \frac{L_1 + L_2 + \dots + L_n}{n^2}. \quad (4-17)$$

2. Система параллельных проводников с токами противоположных направлений ( $I_1 = -I_2$ ). В этом случае

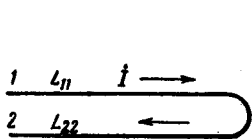


Рис. 4-5. Петля бифилярного токопровода.

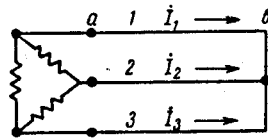


Рис. 4-6. Обычная трехфазная система токопровода.

коэффициенты взаимной индукции проводников с токами противоположных направлений берутся со знаком минус:

$$L = L_{11} + M_{13} + M_{15} + \dots - M_{12} - M_{14} - \dots - M_{1n}. \quad (4-18)$$

Частный случай — индуктивность петли (рис. 4-5):

$$L = L_{11} + L_{22} - 2M_{12} = 2(L_{11} - M_{12}). \quad (4-19)$$

3. Трехфазная система с некомпенсированным токопроводом (рис. 4-6):

$$I_1 = I; I_2 = I \left( -\frac{1}{2} - j \frac{\sqrt{3}}{2} \right); I_3 = I \left( -\frac{1}{2} + j \frac{\sqrt{3}}{2} \right);$$

$$\dot{U}_{ab} = I \left( r + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega M_{12} - \frac{\sqrt{3}}{2} \omega M_{13} \right) + j \omega I \left( L_{11} - \frac{1}{2} M_{12} - \frac{1}{2} M_{13} \right),$$

откуда

$$L = L_{11} - \frac{1}{2} M_{12} - \frac{1}{2} M_{13}. \quad (4-20)$$

4. Трехфазная система с бифилярным токопроводом (рис. 4-7):

$$\left. \begin{aligned} I_1 = -I_2 = I; I_3 = -I_4 = I \left( -\frac{1}{2} - j \frac{\sqrt{3}}{2} \right); \\ I_5 = -I_6 = I \left( -\frac{1}{2} + j \frac{\sqrt{3}}{2} \right); \\ \dot{U}_{ab} = I \left( r + \frac{\sqrt{3}}{2} M_{13} - \frac{\sqrt{3}}{2} M_{14} - \frac{\sqrt{3}}{2} M_{15} + \right. \\ \left. + \frac{\sqrt{3}}{2} M_{16} \right) + j \omega I \left( L_{11} - M_{12} - \frac{1}{2} M_{13} + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} M_{14} - \frac{1}{2} M_{15} + \frac{1}{2} M_{16} \right); \\ L_1 = L_{11} - M_{12} - \frac{1}{2} M_{13} + \frac{1}{2} M_{14} - \\ \left. - \frac{1}{2} M_{15} + \frac{1}{2} M_{16}. \right\} \quad (4-21) \end{aligned}$$

Коэффициент самоиндукции  $L_{11}$  проводника, выполненного из немагнитного материала, может быть подсчитан по формуле

$$L(M) = 2 \left[ l \ln \frac{l + \sqrt{l^2 + D^2}}{D} - \sqrt{l^2 + D^2} + D \right] \cdot 10^{-9} \text{ [зГ]}; \quad (4-22)$$

при  $l \gg D$

$$L(M) = 2l \left( \ln \frac{2l}{D} - 1 \right) \cdot 10^{-9} \text{ [зГ]}. \quad (4-23)$$

В этих формулах  $l$  — длина проводника, см;

$D$  — линейный размер, зависящий от формы поперечного сечения и взаимного расположения проводников, см.

Для круглого сечения радиусом  $r$

$$D = 0,778r \dots \quad (4-24)$$

Для прямоугольного сечения со сторонами  $a$  и  $b$

$$D = 0,2235(a + b).$$

Для кольцевого сечения с радиусами  $r_1$  и  $r_2$

$$D \approx \frac{r_1 + r_2}{2}. \quad (4-25)$$

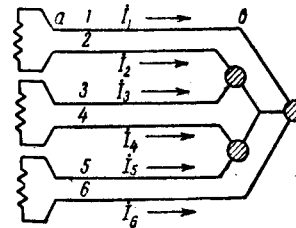


Рис. 4-7. Трехфазная система с бифилярным токопроводом.

Определение коэффициента взаимной индукции  $M$  между двумя проводниками производится по той же формуле, что и для коэффициента самоиндукции, но при этом величиной  $D$  является среднее геометрическое расстояние между сечениями двух рассматриваемых проводников. В частности, для круглых и кольцевых сечений  $D$  — расстояние

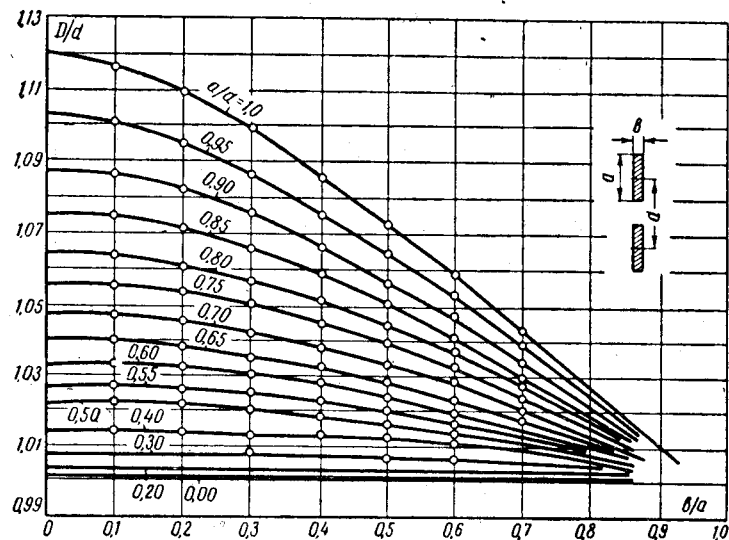


Рис. 4-8. Кривые для определения среднего геометрического расстояния плоских шин.

между осями сечений. Для прямоугольных сечений величину  $D$  можно принимать по кривым на рис. 4-8 и 4-9.

Коэффициент самоиндукции шихтованного пакета (рис. 4-10) определяется по формуле

$$L = \frac{2\pi l}{n(h+b)} \left( d + \frac{b}{2} \right) \cdot 10^{-9} [\text{гн}], \quad (4-26)$$

где  $l$  — длина пакета, см;  
 $b$ ,  $d$  и  $h$  — размеры поперечного сечения пакета, см;  
 $n$  — число пар шин в пакете.

В данном случае учитывается сопротивление прямой и обратной шин.

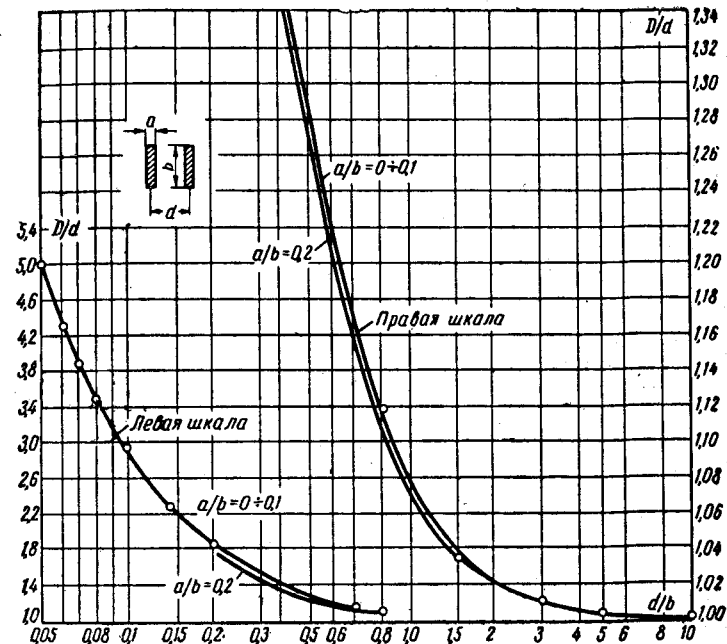


Рис. 4-9. Кривые для определения среднего геометрического расстояния плоских шин.

Для упрощения расчетов коэффициентов  $L$  и  $M$  формулу (4-22) можно представить в виде

$$L(M) = 2l \left[ \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \left(\frac{D}{l}\right)^2}}{\frac{D}{l}} - \sqrt{1 + \left(\frac{D}{l}\right)^2} + \frac{D}{l} \right] = IF \left( \frac{D}{l} \right). \quad (4-27)$$

Функция  $F \left( \frac{D}{l} \right)$ , представляющая собой коэффициент самоиндукции или взаимной индукции на 1 см длины проводника, дана в виде графиков на рис. 4-11.

При расчете активных и индуктивных сопротивлений по схеме на рис. 4-7 получаются величины фазных сопротивлений короткой сети (см. рис. 4-12,а); для построения ра-

бочих характеристик печи удобнее схема на рис. 4-12, б).

Переход от схемы а к схеме б осуществляется пересчетом сопротивлений по формулам

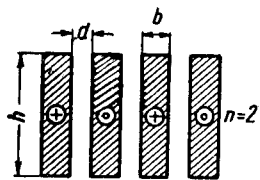


Рис. 4-10. Поперечное сечение шихтованного шинного пакета бифилярного токоподвода.

$$R_I = \frac{R_1 + R_2}{3};$$

$$R_{II} = \frac{R_3 + R_4}{3};$$

$$R_{III} = \frac{R_5 + R_6}{3};$$

$$x_I = \frac{x_1 + x_2}{3};$$

$$x_{II} = \frac{x_3 + x_4}{3};$$

$$x_{III} = \frac{x_5 + x_6}{3}.$$

Приведенная выше методика расчета дает весьма приближенную оценку сопротивлений короткой сети, не учитывая, в частности, такие факторы, как неравномерность распределения токов по сечениям проводников, влияние

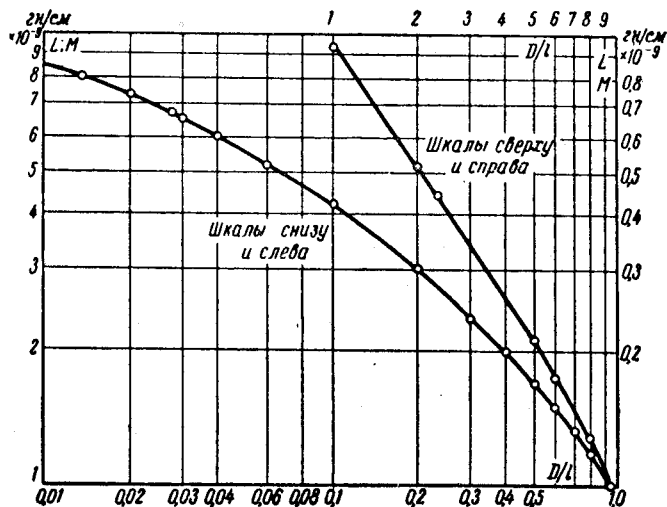


Рис. 4-11. Кривые для определения L и M.

расположенных вблизи токоподвода магнитных масс и несинусоидальности кривой тока, вызываемой условиями горения дуги.

За счет магнитных масс увеличиваются не только активные потери и, следовательно, активное сопротивление токоподвода, но также и индуктивное сопротивление короткой сети, так как возрастает магнитная проводимость окружающего токоподвод пространства.

Электрическая дуга искажает форму кривой тока, в ней появляются высшие гармонические составляющие, вызы-

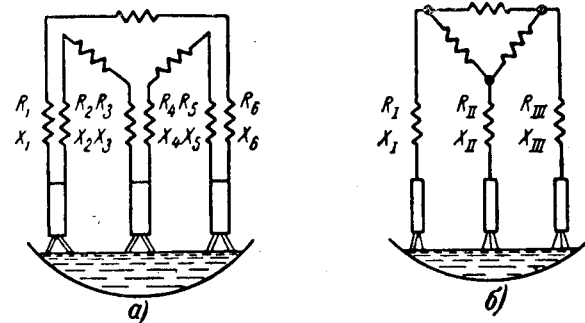


Рис. 4-12. Эквивалентные схемы треугольника и звезды.

вающие дополнительные потери энергии и увеличение индуктивного сопротивления печного контура. За счет несинусоидальности токов и влияния магнитных масс фактический коэффициент мощности дуговой печи обычно оказывается ниже расчетного, который получают исходя из определения индуктивности по приведенной упрощенной методике, на 0,04—0,06. Для более строгих расчетов и исследований коротких сетей следует обращаться к специальной литературе, однако наиболее надежные результаты могут быть получены экспериментальными методами электрического моделирования коротких сетей.

### г) Явление «дикой» и «мертвой» фаз

Из выражения на стр. 226 видно, что активная составляющая фазного напряжения  $U_{ab,акт}$  состоит из трех слагаемых:

$$U_{ab,акт} = i \left( r + \frac{\sqrt{3}}{2} \omega M_{12} - \frac{\sqrt{3}}{2} \omega M_{13} \right).$$

Первый член в скобке — активное сопротивление фазы, два последующих члена имеют смысл активных сопротивлений, вызванных электромагнитными связями между фазами. Таким образом, взаимная индукция может изменять не только индуктивное, но и активное сопротивление фазы. Если  $M_{12} = M_{23} = M_{13}$ , то для любой фазы это изменение равно нулю. Однако большинство трехфазных дуговых печей имеет осевую магнитную несимметрию, и вследствие этого  $M_{12} = M_{23} > M_{13}$ .

При этом:

для первой фазы

$$\omega \frac{\sqrt{3}}{2} (M_{12} - M_{13}) > 0;$$

для второй фазы

$$\omega \frac{\sqrt{3}}{2} (M_{23} - M_{12}) = 0;$$

для третьей фазы

$$\omega \frac{\sqrt{3}}{2} (M_{13} - M_{23}) < 0.$$

Таким образом, за счет взаимной индукции увеличивается активное сопротивление токоподвода первой фазы и уменьшается сопротивление токоподвода третьей фазы; при симметричных напряжениях на обмотках трансформатора токи в фазах несимметричны: в первой фазе ток наименьший, а в третьей — наибольший. Соответственно и полезная мощность в фазах выделяется неравномерно: в первой фазе она наименьшая (так называемая «мертвая» фаза), а в третьей — наибольшая (так называемая «дикая» фаза). Здесь налицо электромагнитный перенос мощности с одной крайней фазы на другую.

Хотя суммарная мощность печи от этого не меняется, явление переноса мощности в дуговой печи в целом вредно. Увеличение мощности на одной из фаз может вызвать усиленное обгорание футеровки против ее дуги. Кроме того, увеличение производительности у электрода «дикой» фазы не компенсирует уменьшения производительности у электрода «мертвой» фазы, чем снижаются технико-экономические показатели печи. Особенно вредно явление переноса мощности на трехфазных ферросплавных печах прямоугольного сечения.

#### д) Расчет активного сопротивления короткой сети

При протекании по проводнику переменного тока плотность его в сечении неравномерна.

Всякий проводник с током создает магнитное поле. При этом часть силовых линий магнитного поля замыкается внутри проводника, а часть — вне него, охватывая все сечение проводника.

Разбив сечение проводника на элементарные проводники равного сечения  $q$  (рис. 4-13), легко видеть, что элементарные проводники, расположенные на разных расстояниях от оси, находятся в различных магнитных условиях. Активное сопротивление всех элементарных проводников одинаково, и если к проводнику приложено постоянное напряжение, то по всем элементарным проводникам пойдут одинаковые токи, т. е. плотность тока по сечению будет неизменной.

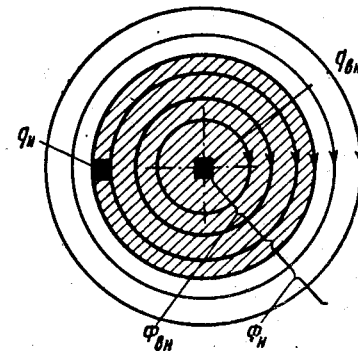


Рис. 4-13. Магнитное поле внутри и вне сечения проводника.

При переменном токе, помимо активного, необходимо учитывать также индуктивное сопротивление, вызываемое э. д. с. самоиндукции  $e_s$ , которая зависит от потокоцепления  $\Psi$ , т. е. потока, связанного с данным проводником:

$$e_s = - \frac{d\Psi}{dt}.$$

Для элементарного проводника, расположенного на поверхности,  $e_s$  меньше, чем для элементарного проводника на оси, так как в первом случае  $\Psi = \Phi_{нар}$ , а во втором  $\Psi = \Phi_{нар} + \Phi_{вн}$ . Отсюда у элементарного проводника  $q_{нар}$  индуктивное сопротивление  $x$  и полное сопротивление  $z = \sqrt{x^2 + r^2}$  меньше, чем у проводника  $q_{вн}$ .

Поскольку напряжения, приложенные к элементарным проводникам, одинаковы, ток в элементарных проводниках, лежащих ближе к поверхности, больше, чем в проводниках, лежащих ближе к оси сечения, т. е. плотность переменного тока в проводнике убывает от поверхности к оси сечения. Это вытеснение переменного тока к поверхности

проводника называется поверхностным эффектом. Вследствие этого эффекта сечение проводника используется не полностью и активное сопротивление проводника при переменном токе оказывается большим, чем при постоянном. Для бесконечного металлического полупространства изменение плотности тока по глубине определяется:

$$j_z = j_0 e^{-z \sqrt{\frac{\omega \mu \gamma}{2}}} \quad (4-28)$$

где  $j_0$  — плотность тока на поверхности проводника;  
 $j_z$  — плотность тока на глубине  $z$ ;  
 $z$  — расстояние от поверхности проводника, м;  
 $\mu = \mu_0 \mu_r$  — магнитная проницаемость проводника, гн/м, причем  $\mu_0$  — магнитная проницаемость вакуума:

$$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ [гн/м]};$$

$\gamma$  — удельная проводимость проводника, 1/ом·м;  
 $\omega = 2\pi f$  — угловая частота переменного тока, 1/сек.

Таким образом, резкость проявления поверхностного эффекта увеличивается с повышением частоты  $f$ , проводимости  $\gamma$  и магнитной проницаемости  $\mu$ .

В проводниках, несущих переменный ток, эффективно используется только поверхностный слой толщиной

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{\omega \mu \gamma}}, \quad (4-29)$$

где  $\delta$  — толщина используемого слоя, м;  
 остальные величины — те же, что и в предыдущей формуле.

Величина  $\delta$  называется глубиной проникновения тока в материал проводника. На этой глубине от поверхности проводника плотность тока составляет 0,368 плотности тока на поверхности. В поверхностном слое толщиной  $\delta$  выделяется 86,5% энергии, теряемой во всем проводнике.

Обычно глубина проникновения определяется по следующей, более удобной для пользования формуле:

$$\delta = 5030 \sqrt{\frac{\rho}{\mu f}}, \quad (4-30)$$

где  $\delta$  — глубина проникновения, см;  
 $\rho$  — удельное сопротивление, ом·см;  
 $\mu = \mu_r$  — относительная магнитная проницаемость;  
 $f$  — частота, гц.

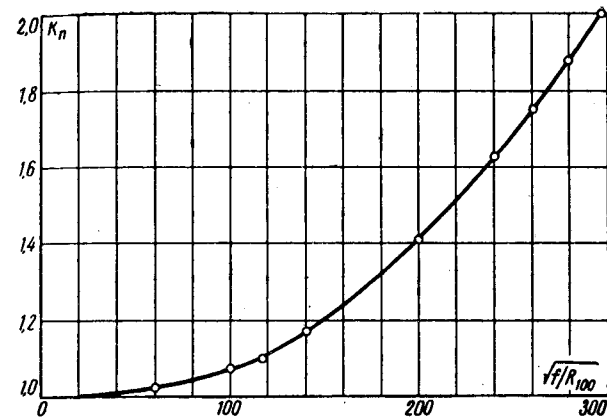


Рис. 4-14. Коэффициент поверхностного эффекта для сплошных проводников круглого сечения.

Если радиус круглого проводника превышает  $\delta$ , можно в расчетах сплошной проводник заменять полым с толщиной стенки, равной  $\delta$ .

При частоте 50 гц в медных проводниках диаметром до 10 мм увеличением сопротивления за счет поверхностного эффекта можно пренебрегать. При больших сечениях или более высоких частотах это увеличение сопротивления необходимо учитывать. В практических расчетах коротких сетей оно обычно учитывается введением коэффициента поверхностного эффекта  $K_n$ , т. е.

$$R = K_n R_0, \quad (4-31)$$

где  $R$  — сопротивление проводника переменному току;  
 $R_0$  — сопротивление того же проводника постоянному току;  
 $K_n$  — коэффициент поверхностного эффекта.

Коэффициент  $K_n$  зависит не только от частоты, удельного сопротивления и магнитной проницаемости, но и от величины и формы поперечного сечения проводника. Поэтому расчет  $K_n$  весьма сложен и для практических расчетов его значения удобнее определять, пользуясь вспомогательными графиками. На рис. 4-14—4-16 даны графики для определения  $K_n$  шин из немагнитного материала.

На этих графиках по оси абсцисс отложена величина  $\sqrt{\frac{f}{R_{100}}}$ , где  $f$  — частота, гц, а  $R_{100}$  — омическое сопротив-

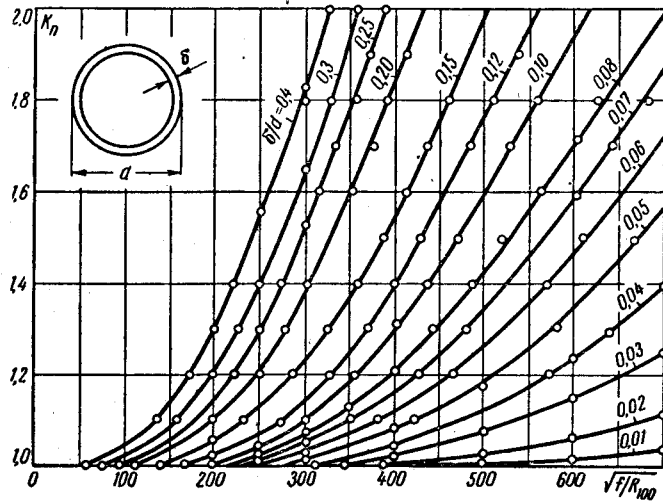


Рис. 4-15. Коэффициент поверхностного эффекта для трубчатых шин.

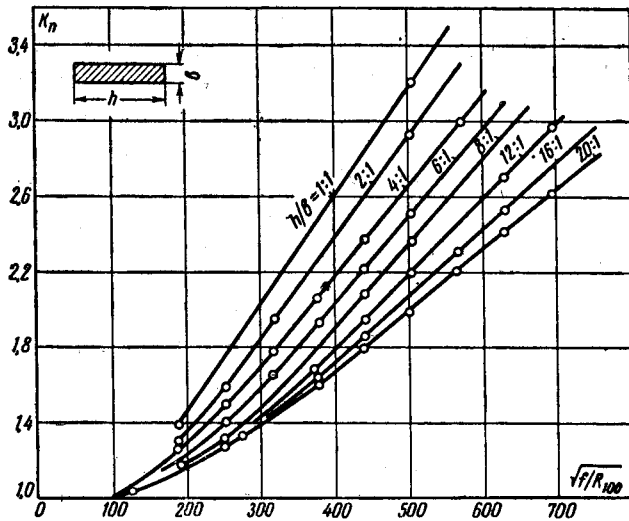


Рис. 4-16. Коэффициент поверхностного эффекта для шин прямоугольного сечения.

ление 100 м рассматриваемого проводника постоянному току ( $R_{100}$  должно определяться с учетом рабочей температуры проводника).

При совместной прокладке нескольких проводников, помимо поверхностного эффекта, при определении активного сопротивления необходимо учитывать эффект близо-

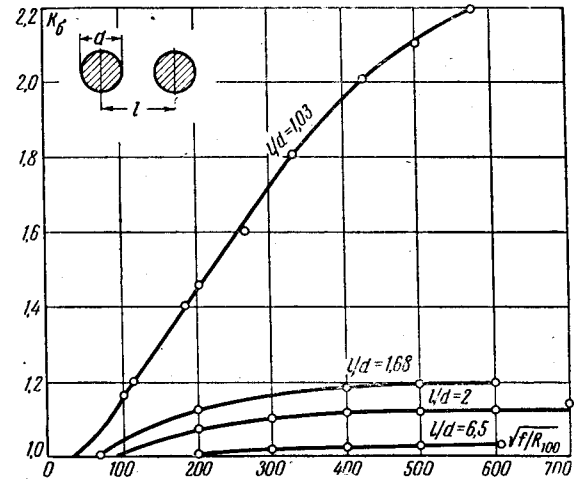


Рис. 4-17. Коэффициент близости двух шин круглого сечения.

сти. Он вызывается тем, что магнитные потоки соседних проводников, пронизывая рассматриваемый проводник, вызывают изменения распределения плотности тока по его сечению в сравнении с уединенным проводником. Вследствие этого меняется и активное сопротивление проводника. Как и в случае поверхностного эффекта, это изменение активно-го сопротивления практически учитывается коэффициентом близости  $K_6$ . Коэффициент  $K_6$  зависит от тех же факторов, что и  $K_n$ , и, кроме того, от взаимного расположения проводников. На рис. 4-17 — 4-20 даны графики для определения  $K_6$ .

Полное активное сопротивление проводника переменному току определяется по формуле

$$R_a = R_0 K_n K_{61} K_{62} \dots K_{6n}, \quad (4-32)$$

где  $R_0$  — сопротивление проводника постоянному току при рабочей температуре проводника;



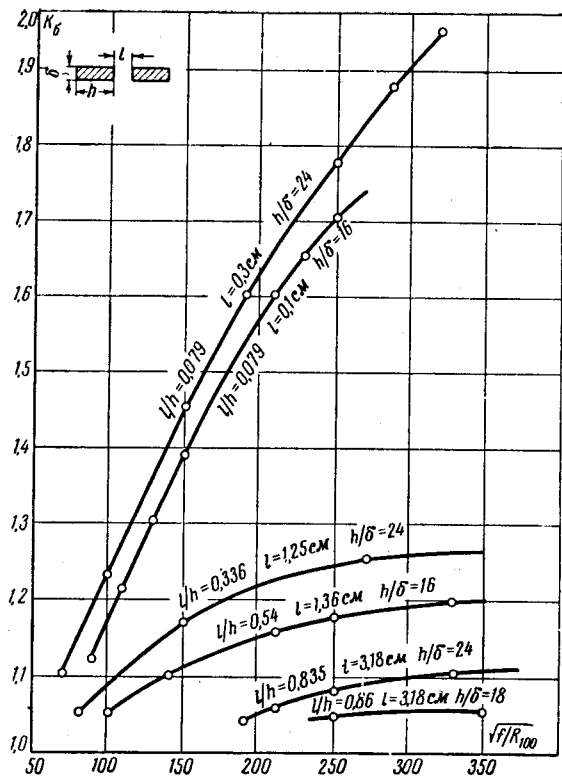


Рис. 4-18. Коэффициент близости двух шин прямоугольного сечения.

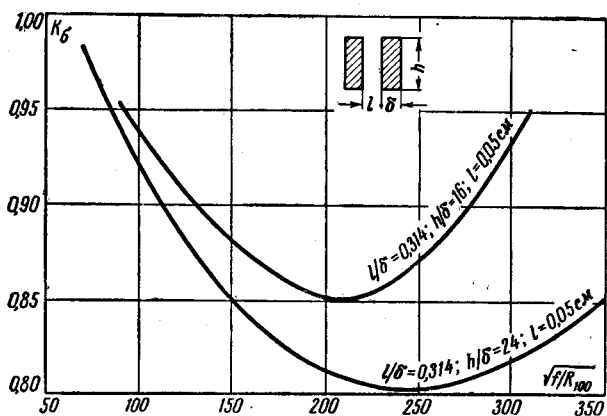


Рис. 4-19. Коэффициент близости двух шин прямоугольного сечения.

$K_{\Pi}$  — коэффициент поверхностного эффекта;  
 $K_{б1}, K_{б2} \dots K_{бn}$  — коэффициенты близости с каждым из соседних проводников.

При расчете активного сопротивления коротких сетей в отдельных случаях приходится учитывать сопротивление переходных контактов.

Величина контактного сопротивления может определяться по формуле

$$R_k = \frac{r_{1к}}{P^m}, \quad (4-33)$$

где  $R_k$  — сопротивление контакта, Ом;

$r_{1к}$  — единичное сопротивление контакта, зависящее от материала контактов;

$P$  — давление сжатия в контакте, кг;

$m$  — показатель степени, обычно изменяющийся в пределах 0,5—1,0; в условиях работы электрододержателей дуговых сталеплавильных печей рекомендуется ориентироваться на величину  $m=0,5$ .

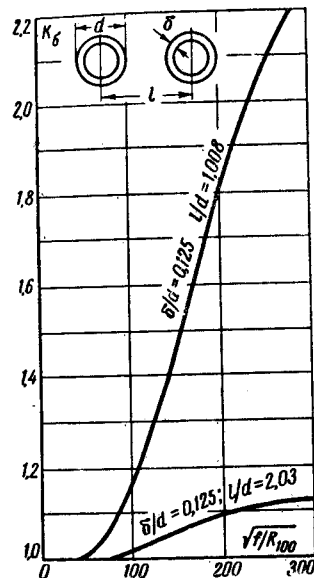


Рис. 4-20. Коэффициент близости двух трубчатых шин.

В (4-33) усилие  $P$  следует принимать равным четырехкратному весу полной электродной свечи, в то время как механизм зажима электрода обычно рассчитывается на максимальное усилие, равное пятикратному весу электродной свечи.

Величины  $r_{1к}$  могут существенно изменяться в зависимости от состояния контактных поверхностей: запыленности, степени окисления рабочей поверхности корпуса электрододержателя и т. п.

В первом приближении можно принимать следующие величины единичного контактного сопротивления  $r_{1к}$  в электрододержателях дуговых сталеплавильных печей: бронза — графит  $20 \cdot 10^{-4}$ , сталь — графит  $80 \cdot 10^{-4}$ .

В упрощенном расчете короткой сети контактные сопротивления в электрододержателях могут не определяться, а учитываться общим коэффициентом увеличения расчетного активного сопротивления короткой сети наряду с увеличением активного сопротивления за счет влияния магнитных масс.

Расположение стальных конструкций вблизи токоведущих проводников вызывает дополнительные потери энергии на вихревые токи и гистерезис. Расчет этих потерь в общем случае весьма сложен. При наличии замкнутых магнитных контуров вокруг токоподвода расчет можно производить приближенно [Л. 28]. Поскольку большая часть расположенных вблизи токоподводов магнитных масс, вызывающих дополнительные потери энергии, не охватывает токоподводов с замкнутыми контурами, учет активных потерь в магнитных массах конструкций дуговых печей обычно производится упрощенно введением коэффициента запаса к сумме расчетных активных потерь короткой сети.

Этим коэффициентом, который рекомендуется принимать в зависимости от степени точности расчета 1,3—1,5, учитываются также дополнительные активные потери за счет контактных сопротивлений и повышения величин удельного электрического сопротивления материалов токоведущих элементов короткой сети против расчетных значений.

**Пример расчета короткой сети дуговой сталеплавильной печи емкостью 120 т**

(эскиз короткой сети см. рис. 4-21)

**1. Расчет индуктивного сопротивления**

Индуктивность электрода (участок  $a-b$ ). При симметричном расположении электродов

$$L_{Iab} = L_{IIab} = L_{IIIab} = L_{11} - \frac{1}{2} (M_{12} + M_{13}) = L_{11} - M_{12}.$$

По (4-23) и (4-27)

$$L_{11} = 2 \cdot 700 \left( \ln \frac{2 \cdot 700}{23,4} - 1 \right) \cdot 10^{-9} = 4,33 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

где

$$D = 0,78R_{эл} = 0,78 \cdot 30 = 23,4 \text{ см.}$$

$$M_{12} = 2 \left[ 700 \ln \frac{700 + \sqrt{700^2 + 156^2}}{156} - \sqrt{700^2 + 156^2} + 156 \right] \cdot 10^{-9} = 1,96 \cdot 10^{-6} \text{ гн};$$

$$L_{ab} = (4,33 - 1,96) \cdot 10^{-6} = 2,37 \cdot 10^{-6} \text{ гн}.$$

Индуктивность трубчатого токоподвода (участок  $b-c$ ). Самоиндукция пары труб крайнего рукава

$$L_{Ibc} = L_{IIIbc} = \frac{L_1 L_2}{L_1 + L_2}.$$

Из (4-13) и (4-20), считая токи в трубах равными по величине, имеем:

$$L_1 = L_{11} + M_{12} - \frac{1}{2} (M_{13} + M_{14} + M_{15} + M_{16});$$

$$L_2 = L_{22} + M_{12} - \frac{1}{2} (M_{23} + M_{24} + M_{25} + M_{26}).$$

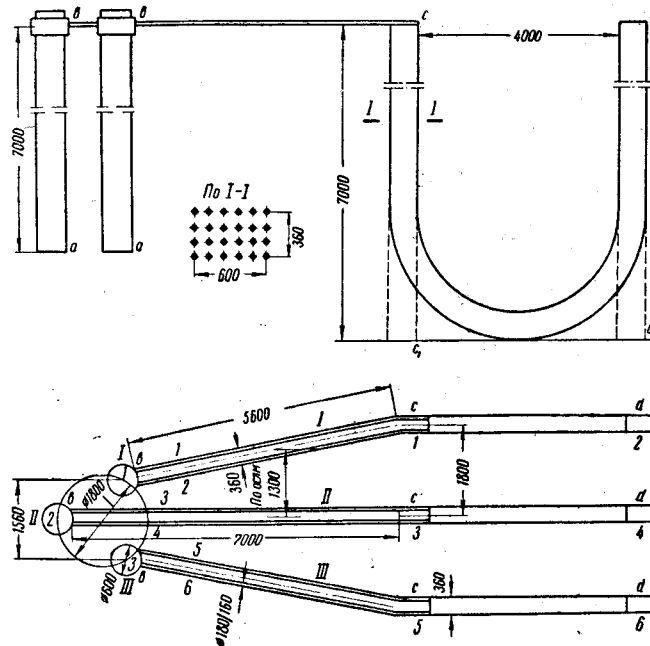


Рис. 4-21. Эскиз к примеру расчета короткой сети.

По (4-23)

$$L_{11} = L_{22} = 2 \cdot 560 \left( \ln \frac{2 \cdot 560}{8,5} - 1 \right) \cdot 10^{-9} = 4,34 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

где

$$D_{11} = \frac{9 + 8}{2} = 8,5 \text{ см.}$$

Коэффициенты взаимной индукции определяем по графику на рис. 4-11, принимая среднюю длину для каждой рассматриваемой пары

$$\text{труб } D_{12} = 360 \text{ мм}; l = 5600 \text{ мм}; \frac{D_{12}}{l} = \frac{360}{5600} = 0,064.$$

$$\text{Для этого отношения } M_0 = 5,0 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см};$$

$$M_{12} = 560 \cdot 5,0 \cdot 10^{-9} = 2,8 \cdot 10^{-6} \text{ гн}.$$

Аналогично

$$M_{13} = M_{24} = M_{35} = M_{46} = M_0 l_{13} = 2,9 \cdot 630 \cdot 10^{-9} = 1,83 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{13} = 1300 \text{ мм}; l_{13} = \frac{5600 + 7000}{2} = 6300 \text{ мм};$$

$$\frac{D_{13}}{l_{13}} = \frac{1300}{6300} = 0,207; M_0 = 2,9 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

$$M_{14} = M_{36} = M_0 l_{14} = 2,6 \cdot 630 \cdot 10^{-9} = 1,64 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{14} = 1300 + 360 = 1660 \text{ мм}; l_{14} = 6300;$$

$$\frac{D_{14}}{l_{14}} = \frac{1660}{6300} = 0,264; M_0 = 2,6 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

$$M_{15} = M_{26} = M_0 l_{15} = 1,75 \cdot 560 \cdot 10^{-9} = 0,98 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{15} = 2600 \text{ мм}; l_{15} = 5600 \text{ мм}; \frac{D_{15}}{l_{15}} = \frac{2600}{5600} = 0,465;$$

$$M_0 = 1,75 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

$$M_{16} = M_0 l_{16} = 1,5 \cdot 560 \cdot 10^{-9} = 0,84 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{16} = 2600 + 360 = 2960 \text{ мм}; l_{16} = 5600 \text{ мм};$$

$$\frac{D_{16}}{l_{16}} = \frac{2960}{5600} = 0,528; M_0 = 1,5 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

$$M_{23} = M_0 l_{23} = 3,65 \cdot 630 \cdot 10^{-9} = 2,3 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{23} = 1300 - 360 = 940 \text{ мм}; l_{23} = 6300 \text{ мм}; \frac{D_{23}}{l_{23}} = 0,15;$$

$$M_0 = 3,65 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

$$M_{25} = M_0 l_{25} = 2,0 \cdot 560 \cdot 10^{-9} = 1,12 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{25} = 2600 - 360 = 2240 \text{ мм}; l_{25} = 5600 \text{ мм};$$

$$\frac{D_{25}}{l_{25}} = \frac{2240}{5600} = 0,4; M_0 = 2,0 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

Индуктивность первой трубы

$$L_1 = [4,34 + 2,8 - 0,5(1,83 + 1,64 + 0,98 + 0,84)] \cdot 10^{-6} = 4,49 \cdot 10^{-6} \text{ гн}$$

Индуктивность второй трубы

$$L_2 = [4,34 + 2,8 - 0,5(2,3 + 1,83 + 1,12 + 1,02)] \cdot 10^{-6} = 4,0 \cdot 10^{-6} \text{ гн}.$$

Общая индуктивность трубчатого токопровода крайнего рукава

$$L_{\text{Ibc}} = L_{\text{IIIbc}} = \frac{4,49 \cdot 4,0}{4,48 + 4,0} \cdot 10^{-6} = 2,11 \cdot 10^{-6} \text{ гн}.$$

Поскольку по условиям осевой симметрии индуктивности обеих труб среднего рукава одинаковы, т. е.  $L_3 = L_4$ ,

$$L_{\text{Ibc}} = \frac{L_3}{2};$$

$$L_3 = L_{33} + M_{34} - 0,5(M_{13} + M_{24} + M_{35} + M_{36});$$

$$L_{33} = 2 \cdot 700 \left( \ln \frac{2 \cdot 700}{8,5} - 1 \right) \cdot 10^{-9} = 5,74 \cdot 10^{-6} \text{ гн}.$$

$$M_{34} = M_0 l_{34} = 5,5 \cdot 700 \cdot 10^{-9} = 3,85 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{34} = 360 \text{ мм}; l_{34} = 7000 \text{ мм}; \frac{D_{34}}{l_{34}} = 0,051; M_0 = 5,5 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

$$L_3 = [5,74 + 3,85 - 0,5(1,83 + 2,3 + 1,83 + 1,64)] \cdot 10^{-6} = 5,79 \cdot 10^{-6} \text{ гн}.$$

Общая индуктивность трубчатого токопровода среднего рукава

$$L_{\text{Ibc}} = \frac{5,79 \cdot 10^{-6}}{2} \approx 2,9 \cdot 10^{-6} \text{ гн}.$$

Гибкие кабели (участок  $c-d$ ).

Для облегчения расчета рассматриваем гирлянду кабелей как сплошной прямоугольный проводник сечением  $360 \times 600 \text{ мм}$ , а петлю — в виде двух прямых участков. Ввиду симметрии  $L_{Icd} = L_{\text{IIIcd}} = L_1 + L_2 = 2L_1$ , где  $L_1$  — индуктивность полупетли:

$$L_1 = L_{11} - M_{12} - 0,5(M_{13} + M_{15} - M_{14} - M_{16}).$$

По формуле (4-23)

$$L_{11} = 2l \left( \ln \frac{2l}{D} - 1 \right) \cdot 10^{-9} =$$

$$= 1400 \left( \ln \frac{1400}{21,1} - 1 \right) \cdot 10^{-9} = 4,48 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } l = 7000 \text{ мм}; D = 0,22(a + b) = 0,22(36 + 60) = 21,1 \text{ см};$$

$$M_{12} = M_{34} = M_0 l_{12} = 1,4 \cdot 700 \cdot 10^{-9} = 0,98 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

$$\text{где } D_{12} = 4000 + 600 = 4600 \text{ мм}; l_{12} = 7000 \text{ мм}; \frac{D_{12}}{l_{12}} = \frac{4600}{7000} = 0,66;$$

$$M_0 = 1,4 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см}.$$

$$M_{13} = M_0 l_{13} = 2,6 \cdot 700 \cdot 10^{-9} = 1,82 \cdot 10^{-6} \text{ гн},$$

где  $D_{13} = 1800$  мм;  $l_{13} = 7000$  мм;  $\frac{D_{13}}{l_{13}} = \frac{1800}{7000} = 0,257$ ;

$$M_0 = 2,6 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см.}$$

$$M_{13} = M_{23} = M_0 l_{13} = 1,2 \cdot 7000 \cdot 10^{-9} = 0,84 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

где  $D_{14} = \sqrt{D_{12}^2 + D_{13}^2} = \sqrt{4600^2 + 1800^2} = 4950$  мм;  $l_{14} = 7000$  мм;

$$\frac{D_{14}}{l_{14}} = \frac{4950}{7000} = 0,71; M_0 = 1,2 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см.}$$

$$M_{15} = M_0 l_{15} = 1,6 \cdot 7000 \cdot 10^{-9} = 1,12 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

где  $D_{15} = 2D_{13} = 2 \cdot 1800 = 3600$  мм;  $l_{15} = 7000$  мм;

$$\frac{D_{15}}{l_{15}} = \frac{3600}{7000} = 0,515; M_0 = 1,6 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см.}$$

$$M_{16} = M_0 l_{16} = 1,1 \cdot 7000 \cdot 10^{-9} = 0,77 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

где

$$D_{16} = \sqrt{(2D_{13})^2 + D_{12}^2} = \sqrt{3600^2 + 4600^2} = 5850 \text{ мм; } l_{16} = 7000 \text{ мм;}$$

$$\frac{D_{16}}{l_{16}} = \frac{5850}{7000} = 0,835; M_0 = 1,1 \cdot 10^{-9} \text{ гн/см.}$$

$$L_1 = [4,48 - 0,98 - 0,5(1,82 + 1,12 - 0,84 - 0,77)] \cdot 10^{-6} = 2,83 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

$$L_{Icd} = L_{IIIcd} = 2 \cdot 2,83 \cdot 10^{-6} = 5,66 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

$$L_{IIcd} = L_3 + L_4 = 2L_3.$$

$$L_3 = L_{11} - M_{12} - (M_{13} - M_{23}) = [(4,49 - 0,98) - (1,82 - 0,84)] \cdot 10^{-6} = 2,52 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

$$L_{IIcd} = 2 \cdot 2,52 \cdot 10^{-6} = 5,04 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

Суммарная индуктивность короткой сети участков  $a-d$

$$L'_I = L'_{III} = L_{Iab} + L_{Ibc} + L_{Icd} = (2,37 + 2,11 + 5,66) \cdot 10^{-6} = 10,14 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

$$L'_{II} = L_{IIab} + L_{IIbc} + L_{IIcd} = (2,37 + 2,9 + 5,04) \cdot 10^{-6} = 10,31 \cdot 10^{-6} \text{ гн.}$$

Соответствующие значения индуктивных сопротивлений составляют:

$$x'_I = 2\pi f L'_I = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 10,14 \cdot 10^{-6} = 31,8 \cdot 10^{-4} \text{ ом.}$$

$$x'_{II} = 2\pi f L'_{II} = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 10,31 \cdot 10^{-6} = 32,4 \cdot 10^{-4} \text{ ом.}$$

или в относительных величинах:

$$x'_I (\%) = x'_I \frac{I_H}{U_\Phi} 100 \% = 31,8 \cdot 10^{-4} \frac{36 \cdot 200 \cdot 1,73}{480} 100 \% = 41,5 \%;$$

$$x'_{II} (\%) = 42,3 \%.$$

Полная индуктивность короткой сети печной установки, помимо рассчитанной выше, включает индуктивность трансформатора и его ошиновки. Индуктивность трансформатора указывается его заводом-изготовителем, а индуктивность ошиновки определяется при проектировании печной подстанции.

Если в порядке первого приближения принять относительное индуктивное сопротивление трансформатора с ошиновкой равным 10% (по ГОСТ 7207-54 сопротивление короткого замыкания печных трансформаторов должно быть в пределах 5—10%), то суммарное индуктивное сопротивление короткой сети печной установки составит около 52%.

При этом расчетный коэффициент мощности печной установки составит

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \left(\frac{x\%}{100}\right)^2} = \sqrt{1 - 0,52^2} \approx 0,85.$$

С учетом несинусоидальности токов дуговой печи фактический коэффициент мощности печной установки будет еще ниже, т. е. порядка 0,8.

Приведенный расчет показывает, что данная конструкция короткой сети для печи крупного габарита не может обеспечить удовлетворительных показателей электрического режима установки.

Отсюда вытекает необходимость поисков более рациональных схем и конструкций коротких сетей дуговых сталеплавильных печей (см. гл. 9).

## 2. Расчет активного сопротивления

Сопротивление графитизированного электрода диаметром 600 мм (участок  $a-b$ ).

Из общей длины электрода 7 м в расчет активного сопротивления, которое необходимо для определения максимальных электрических потерь короткой сети, вводим длину 6 м, считая, что оставшая часть электрода не является источником электрических потерь.

$$R_{ab} = K_{II} K_6 R;$$

$$R = \rho \frac{l}{S} = 10 \frac{6,0}{0,785 \cdot 600^2} = 2,12 \cdot 10^{-4} \text{ ом.}$$

Сопротивление 100 пог. м электрода, пренебрегая зависимостью удельного сопротивления от температуры,

$$R_{100} = \rho \frac{l}{S} = 10 \frac{100}{0,785 \cdot 600^2} = 35 \cdot 10^{-4} \text{ ом};$$

$$\sqrt{\frac{f}{R_{100}}} = \sqrt{\frac{50}{35 \cdot 10^{-4}}} \approx 120.$$

По графику на рис. 4-14 коэффициент поверхностного эффекта  $K_{\Pi} = 1,12$ .

По графику на рис. 4-16 коэффициент близости для пары электродов при  $\frac{l}{d} = 3$  принимается ориентировочно  $K_6 = 1,03$ , а с учетом обоих смежных электродов  $K_6 = (K_6')^2 = 1,03^2 = 1,06$ .

Расчетное активное сопротивление электрода

$$R_{ab} = 1,12 \cdot 1,06 \cdot 2,12 \cdot 10^{-4} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ ом}.$$

2. Контактное сопротивление между электродом и электрододержателем (участок *b*).

Вес электрода  $G_{эл} = lS\gamma = 7,0 \cdot 0,6^2 \cdot 0,785 \cdot 1600 = 3170 \text{ кг}$ .

Усилие зажима электрода для расчета контактного сопротивления в электрододержателе принимается  $P = 4G = 4 \cdot 3170 = 12680 \text{ кг}$ . По (4-33) сопротивление контакта „бронза—графит“ составляет

$$R_b = \frac{r_{1к}}{P^{0,5}} = \frac{20 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{12680}} \approx 0,18 \cdot 10^{-4} \text{ ом}.$$

Сопротивление трубчатого токоподвода рукава электрододержателя (участок *b—c*).

Токоподвод рукава каждой фазы выполняется из двух параллельных медных труб  $\varnothing 180/160 \text{ мм}$ , длиной, средней для трех фаз, равной 6,3 м.

Сечение одной трубы  $S = 0,785(180^2 - 160^2) = 5400 \text{ мм}^2$ ;

$$R = \rho \frac{l}{S} = 0,02 \frac{6,3}{5400} = 0,233 \cdot 10^{-4} \text{ ом};$$

$$R_{100} \approx 0,02 \frac{100}{5400} = 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ ом}.$$

$$\sqrt{\frac{f}{R_{100}}} = \sqrt{\frac{50}{3,7 \cdot 10^{-4}}} = 368;$$

$$\frac{\delta}{d} = \frac{10}{180} = 0,055.$$

По графику на рис. 4-15 для

$$\frac{\delta}{d} = 0,055 \quad \sqrt{\frac{f}{R_{100}}} = 368; K_{\Pi} = 1,07.$$

При межосевом расстоянии труб одной фазы  $l = 360 \text{ мм}$   $\frac{l}{d} = \frac{360}{180} = 2,0$ ; по графику на рис. 4-20 коэффициент близости  $K_6 = 1,11$ . Эффектом близости труб второй и третьей фаз можно пренебречь. Активное сопротивление токоподвода из двух параллельных труб

$$R_{bc} = K_{\Pi} K_6 R \cdot 0,5 = 1,07 \cdot 1,11 \cdot 0,233 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 \approx 0,14 \cdot 10^{-4} \text{ ом}.$$

Сопротивление гибких кабелей (участок *c—d*).

Гирлянда фазы состоит из 24 медных гибких кабелей сечением по 1000 мм<sup>2</sup>. Среднее межосевое расстояние смежных кабелей принимается  $l = 120 \text{ мм}$ ; наружный диаметр кабеля принимается  $d = 50 \text{ мм}$ . При средней температуре кабеля 80°С его удельное электрическое сопротивление  $\rho = \rho_{20}(1 + \alpha \Delta t) = 0,02 \times (1 + 0,004 \cdot 60) = 0,0248 \text{ ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$ .

Сопротивление одного кабеля при рабочей температуре (длина кабеля принимается ориентировочно 14 м).

$$R = 0,0248 \frac{14}{1000} = 3,47 \cdot 10^{-4} \text{ ом}.$$

Для упрощения расчета сопротивления 100 пог. м кабеля принимается удельное сопротивление  $\rho$ , подсчитанное для 80°С.

По графику на рис. 4-14  $K_{\Pi} = 1,17$  (при учете поверхностного эффекта пренебрегаем пустотами в сечении кабеля). Эффект близости учитываем влиянием на каждый кабель лишь четырех наиболее близко расположенных и четырех диагонально расположенных смежных кабелей; по графику на рис. 4-17 для ближайших четырех кабелей  $\frac{l}{d} = \frac{120}{50} = 2,4$  и  $K_6' = 1,04$ , а для диагонально расположенных

смежных кабелей  $\frac{l}{d} = \frac{155}{50} \approx 3$  и  $K_6'' = 1,03$ .

Активное сопротивление гирлянды гибких кабелей

$$R_{cd} = \frac{R}{n} K_{\Pi} (K_6')^4 (K_6'')^4 = \frac{3,47 \cdot 10^{-4}}{24} 1,17 \cdot 1,04^4 \times 1,03^4 = 0,22 \cdot 10^{-4} \text{ ом}.$$

Суммарное активное сопротивление короткой сети без трансформатора и его ошиновки составляет

$$R_{ad} = (R_{ab} + R_b + R_{bc} + R_{cd}) \cdot 1,4 = (2,5 + 0,18 + 0,14 + 0,22) \cdot 1,4 \cdot 10^{-4} = 4,26 \cdot 10^{-4} \text{ ом},$$

где коэффициент 1,4 отражает влияние неучтенных электрических потерь короткой сети.

Для определения электрических потерь в электроде в расчет следовало бы вводить длину части его от середи-

#### 4-6. ПРОВЕРКА ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА И ВЫБРАННОЙ МОЩНОСТИ ПЕЧНОГО ТРАНСФОРМАТОРА

Эта проверка требуется лишь в тех случаях, когда в результате электрического расчета выявляется, что коэффициент мощности или электрический к. п. д. печной установки существенно отличается от предварительно принятых для определения мощности трансформатора.

Получив из электрического расчета значение коэффициента мощности печной установки, определяем номинальную активную мощность трансформатора.

Для 120-т печи, рассмотренной в примерах,

$$P_a = PK \cos \varphi = 30\,000 \cdot 0,85 \cdot 0,8 = 20\,400 \text{ квт},$$

где  $P$  — установленная мощность трансформатора, выбранная выше на основании расчета теплового баланса печи, *квa*;

$K$  — коэффициент использования мощности трансформатора;  $\cos \varphi$  — расчетный коэффициент мощности печной установки.

Доля электрических потерь печной установки от активной мощности трансформатора для печи 120 т составляет (см. пример определения активного сопротивления короткой сети)

$$\frac{2\,210}{20\,400} \approx 0,11, \text{ или } 11\%.$$

Предварительный тепловой баланс составлен в предположении, что электрические потери печной установки находятся в пределах 10—12% общего расхода электроэнергии на расплавление и компенсируются приходом энергии за счет экзотермических реакций. Если бы доля электрических потерь существенно отличалась от 10—12%, в тепловой баланс печи следовало бы добавить часть энергии электрических потерь сверх 12% или вычесть часть энергии электрических потерь, недостающих до 10%.

При активной мощности трансформатора, равной 20 400 квт, время расплавления

$$\tau_p = \frac{W}{P_a} = \frac{49\,060}{20\,400} = 2,4 \text{ ч},$$

где  $W$  — суммарная электроэнергия периода расплавления, *квт.ч*.

При определении мощности трансформатора было предварительно принято  $\tau_p = 2,5$  ч. Поскольку расхождение между предварительно принятым и полученным при проверке значениями времени расплавления невелико, можно считать, что мощность трансформатора 30 000 квa была выбрана правильно. Если бы при проверке  $\tau_p$  оказалось значительно выше предварительно принятого, то потребовалось бы увеличить мощность трансформатора.

ны корпуса электрододержателя до внутренней поверхности футеровки свода. Верхняя часть электрода от середины корпуса электрододержателя до верха электрода не может быть источником электрических потерь, поскольку она не является токонесущей, а нижняя часть электрода от свода до нижнего конца также не является источником потерь, поскольку выделяемое в ней тепло является полезным.

Однако в практических расчетах для определения электрических потерь в электроде рекомендуется вводить рабочую длину его (от середины корпуса электрододержателя до нижнего конца); при этом электрические потери в нем определяются с запасом, чем компенсируются некоторые неучтенные потери, как энергия, теряемая из печи за счет теплопроводности через тело электрода.

В отличие от длины средней части электрода, которая существенно изменяется в процессе расплавления, рабочая длина его в течение всей плавки изменяется незначительно.

Полное активное сопротивление короткой сети печной установки, помимо рассмотренных элементов, включает активное сопротивление трансформатора и его ошиновки низкого напряжения от крышки трансформатора до гирлянды гибких кабелей. При разработке конструкции печи эти два сопротивления часто оказываются неизвестными, поэтому для предварительного определения электрических потерь печи рекомендуется принимать потери трансформатора в виде некоторой доли его мощности по аналогии с печными трансформаторами близкой мощности или по сведениям, получаемым от трансформаторного завода, а потерями в ошиновке трансформатора пренебречь.

В нашем случае при отсутствии данных о потерях в трансформаторе их можно предварительно принять равными 2% полной активной мощности трансформатора, т. е.  $0,02 \cdot 30\,000 \cdot 0,85 = 510$  квт, или 170 квт на фазу ( $0,85$  — ориентировочный коэффициент мощности печной установки).

Потери в короткой сети без трансформатора при номинальном токе печи 36 200 а составляют  $3I_H^2 R_{ad} = 3 \cdot 36\,200^2 \times 10^{-3} \cdot 4,26 \cdot 10^{-4} \approx 1\,700$  квт.

Полные электрические потери в короткой сети печной установки, пренебрегая потерями в ошиновке трансформатора,

$$P_{эл} = 510 + 1\,700 = 2\,210 \text{ квт}.$$

Полное активное сопротивление короткой сети печной установки без учета ошиновки трансформатора

$$R = \frac{P_{эл} \cdot 10^3}{3I_H^2} = \frac{2\,210 \cdot 10^3}{3 \cdot 36\,200^2} = 5,62 \cdot 10^{-4} \text{ ом}.$$

## ГЛАВА ПЯТАЯ

### ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

#### 5-1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИЯМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

К конструкциям электрических печей должны предъявляться следующие требования:

- а) технологическая целесообразность;
- б) техническая эффективность;
- в) надежность в работе;
- г) удобство обслуживания;
- д) дешевизна и простота изготовления;
- е) красивый внешний вид.

Под технологической целесообразностью следует понимать соответствие конструкции своему основному назначению. Однако при создании конструкции следует также учитывать возможность использования ее и для других технологических процессов. Если имеется возможность без существенного усложнения и удорожания добиться универсальности конструкции, т. е. пригодности ее для различных технологических процессов, то следует использовать такую возможность; конструкция от этого значительно выигрывает. Это особенно важно, когда спрос на электротермическое оборудование значительно превышает возможности его производства.

*Техническая эффективность* характеризуется возможностью максимальной отдачи конструкции при определенных ее параметрах (габаритах, мощности, весе, стоимости и пр.).

Для агрегата или изделия в целом основными показателями технической эффективности являются производительность на единицу установленной мощности, удельный расход электроэнергии и др. Для отдельного элемента конструкции или детали техническая эффективность может оцениваться передаваемой мощностью, крутящим моментом, усилием и т. д., отнесенными к весу, размерам или стоимости конструкции.

*Надежность в работе* — один из важнейших показателей качества конструкций электротермического оборудования. Как правило, электротермическое оборудование работает непрерывно в течение одной, двух и даже трех смен

в сутки и неполадки в работе того или иного элемента агрегата существенно сказываются на общем ходе производства. Особенно важна бесперебойность работы агрегатов в поточных и автоматических линиях производственных процессов. Однако и в периодически действующих печных агрегатах простой оборудования наносят существенный ущерб производству. Например, внеплановый простой крупной сталеплавильной дуговой печи в течение 1 ч, помимо недодачи 5—10 т металла, причиняет убыток в несколько тысяч рублей.

Встречаются технологические процессы, при которых нарушение нормального режима работы печи может привести к браку продукции, стоимость которой измеряется сотнями тысяч рублей.

Дополнительным показателем надежности работы того или иного элемента агрегата является возможность быстрой замены его или резервирования без заметного нарушения нормальной работы агрегата. С точки зрения надежности в агрегате следует выделять наиболее важные элементы, определяющие бесперебойность его работы. Так, в конвейерной электрической печи сопротивления бесперебойность работы в основном определяется службой нагревательных элементов и конвейера, работающих непрерывно.

В дуговой сталеплавильной печи важнейшим с точки зрения бесперебойности работы является непрерывно действующий механизм перемещения электрода. Остальные механизмы дуговой печи работают периодически, что облегчает условия их обслуживания, ремонта и замены.

*Удобным в обслуживании* считается агрегат, отличающийся:

- а) минимальным количеством основного обслуживающего персонала;
- б) отсутствием повышенных требований в части квалификации, физической силы и выносливости обслуживающего персонала;
- в) минимальными номенклатурой и потребным количеством дефицитных и дорогих быстро изнашивающихся частей;
- г) простотой ухода, профилактического осмотра и ремонта всех элементов агрегата;
- д) благоприятными условиями обслуживания с точки зрения техники безопасности и охраны труда.

*Дешевизна и простота изготовления.* Основными моментами, характеризующими это требование к конструкции, являются:

1) минимальный расход материалов на изготовление, в особенности дорогих и дефицитных (цветные металлы, сплавы с высоким содержанием никеля и др.);

2) технологичность конструкции, т. е. возможность изготовления ее с минимальной трудоемкостью и применением имеющегося на заводе-изготовителе оборудования и нормального инструмента;

3) минимальный сортамент требующихся для изготовления материалов и оборудования, в частности комплектующего;

4) максимально возможное применение одинаковых и однотипных элементов конструкции, желателен проверенных и хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации;

5) целесообразный выбор видов обработки, отвечающих условиям изготовления: применение литья при наличии надежной базы снабжения и большом количестве деталей; применение сварки при затруднениях в получении литья и малом количестве деталей; применение штамповки для массовых деталей; отсутствие неоправданных усложнений в механической обработке деталей и узлов.

*Красивый внешний вид.* Каждая конструкция агрегата, изделия, узла и детали должна иметь приятные для глаза формы и соотношения размеров.

При этом следует иметь в виду, что прочность конструкции при минимальном весе и красивый внешний вид обладают внутренней взаимосвязью. Немаловажную роль для внешнего вида изделия играют его тщательная отделка и окраска.

Искусственные приемы улучшения внешнего вида конструкции за счет введения бесполезных украшений допускаться не должны.

## 5-2. УКАЗАНИЯ ПО РАЗРАБОТКЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ

1. В конструкции не должно быть лишних узлов и деталей, не оправданных назначением ее. В узле не должно быть ненужных, в частности лишних, крепежных деталей, вызывающих неоправданные затраты как при изготовлении конструкции, так и при ее ремонте в процессе эксплуатации. У каждой детали не должно быть неоправданной механической обработки.

2. Конструкция должна иметь минимальное количество разнотипных узлов и деталей. Это особенно относится к комплектуемому оборудованию, а также к покупным материалам и деталям. Отражением этого требования является сводная спецификация материалов и оборудования, необходимых для изготовления конструкции, называемая в технологической документации «сводной ведомостью норм расхода». Сравнивая две одинаковые по назначению и параметрам конструкции, следует при прочих равных условиях отдать предпочтение той, которая имеет меньшее количество позиций сводной спецификации материалов и оборудования, конечно при условии правильного выбора этих материалов и оборудования с точки зрения реальных возможностей их получения. Так, например, в конструкциях печных агрегатов часто оказывается целесообразным выбирать одинаковые элементы приводов нескольких механизмов, если, конечно, это не усложняет компоновку, хотя бы при этом пришлось увеличивать веса отдельных механизмов.

Несмотря на возможность некоторого утяжеления, за счет унификации отдельных узлов упрощается изготовление конструкции, а также ремонт и замена элементов ее механизмов в процессе эксплуатации.

Не менее важно применение одинаковых механизмов в различных типоразмерах печей. Например, один и тот же привод конвейера может применяться в нескольких типоразмерах конвейерных печей.

Блестящим примером тщательно продуманной системы унификации изделий, а также однотипных узлов и деталей является разработанная на заводе «Сибтяжмаш» под руководством А. Б. Верника в 1951—1953 гг. серия мостовых кранов грузоподъемностью 75, 100, 125, 150, 200 и 250 т [Л. 8]. Для главного подъема всех кранов принят один и тот же канат диаметром 32 мм; для механизмов передвижения всех тележек принят один типоразмер ходовых колес  $\varnothing 600$  мм; для механизмов передвижения всех кранов приняты два типоразмера ходовых колес, но с одинаковым диаметром 700 мм. Различные скорости передвижения достигаются за счет изменения передаточного числа в редукторе механизма передвижения. При этом меняются только зубчатые колеса редуктора, все остальные детали, в том числе корпус и крышка редуктора, остаются неизменными. У тихоходных механизмов при необходимости увеличения передаточного числа между электродвигателем и основным редуктором устанавливается дополнительный редуктор. Это дает возможность унифицировать редукторы, муфты, буксы, блоки, балансиры, трансмиссионные валы и их подшипники, тормоза и другие узлы и детали самых разнообразных механизмов передвижения.

При единой схеме расположения механизмов на тележках для различных кранов применяются одинаковые металлоконструкции те-



лежек, различающиеся (в случае необходимости) лишь толщиной несущих элементов. Для всех кранов со стандартными пролетами 10,5—31,5 м применяются два типоразмера трансмиссионных валов (с девятью исполнениями по длине) и один типоразмер подшипника трансмиссионного вала.

Такая унификация позволила заводу «Сибтяжмаш» за короткий срок увеличить выпуск кранов в 2—2,5 раза и одновременно резко улучшить качество их изготовления.

При конструировании электрических печей сопротивления необходимо в первую очередь унифицировать сечения нагревательных элементов и детали фасонной керамики, всемерно сокращая их номенклатуру.

В механизированных печах всех видов следует сводить к минимуму номенклатуру таких элементов, как редукторы, тяговые и грузовые цепи, тросы, гидравлические и пневматические цилиндры, подшипники качения, электродвигатели, тормоза и т. д.

В металлоконструкциях электрических печей необходимо ограничивать сортамент различных видов проката, а также крепежные детали.

Для токопроводов электрических печей необходимо использовать минимальный ассортимент проводов, шин, кабелей и изоляционных материалов.

При выполнении разводок воздуха, воды, масла и прочих жидкостей следует выбирать минимальную номенклатуру труб, фитингов и различной арматуры.

3. Рабочие чертежи конструкции должны давать исчерпывающую ясность для ее изготовления, сборки, монтажа и обслуживания. Наряду с этим необходимо избегать неоправданного усложнения чертежей и не допускать выпуска излишних чертежей. Это особенно существенно при разработке опытных конструкций, ибо в результате излишеств в оформлении рабочих чертежей зачастую растягиваются сроки разработки и освоения новых конструкций.

Опыт показал, что единая система чертежного хозяйства (ГОСТ 5290-50—5302-50) из-за сложности и громоздкости зачастую является тормозом в разработке и освоении опытных образцов оборудования и требует существенного пересмотра в направлении упрощения применительно к условиям опытного и мелкосерийного производств.

### 5-3. ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫЕ ЧИСЛА И ИХ РЯДЫ

ГОСТ 8032-56 устанавливает предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел, которые должны применяться при установлении градаций параметров и размеров, а также отдельных числовых характеристик продукции.

Ряды предпочтительных чисел представляют собой десятичные ряды геометрической прогрессии со знаменателями:

$$\text{для ряда } R_5 \sqrt[5]{10} = 1,5849 \approx 1,6;$$

$$\text{для ряда } R_{10} \sqrt[10]{10} = 1,2589 \approx 1,25;$$

$$\text{для ряда } R_{20} \sqrt[20]{10} = 1,122 \approx 1,12;$$

$$\text{для ряда } R_{40} \sqrt[40]{10} = 1,0593 \approx 1,06;$$

$$\text{для ряда } R_{80} \sqrt[80]{10} = 1,02938 \approx 1,03$$

и округленными значениями чисел.

При разработке серий машин и аппаратов величины основного параметра серии должны отвечать одному из стандартных рядов предпочтительных чисел.

Например, считая основным параметром редуктора крутящий момент на выходном валу, целесообразно принимать серию редукторов с возрастанием крутящего момента при переходе к следующему большему типоразмеру: по ряду  $R_5$  — на 60% или по ряду  $R_{10}$  — на 25%. Разрабатывая серию электрических печей, необходимо, выбрав какой-либо параметр печи за основу, принять возрастание величин этого параметра по одному из рядов предпочтительных чисел. Пользуясь стандартными рядами предпочтительных чисел, можно строить серии машин и аппаратов с минимальным количеством типоразмеров, обеспечивающим потребности широкого круга потребителей. Если при установлении градаций параметров и размеров изделий требуется в различных диапазонах ряда иметь неодинаковую относительную разность между числами, то необходимо подобрать наиболее подходящий основной ряд для каждого интервала таким образом, чтобы последовательности числовых значений образовали сочетание рядов с различными знаменателями. Например, можно иметь серию машин из 10 типоразмеров, причем основной параметр увеличивается от 1-го до 4-го размера на 60% в каждой ступени (1-й интервал с рядом  $R_5$ ), от 4-го до 7-го — на 25% (2-й интервал с рядом  $R_{10}$ ) и от 7-го до 10-го — на 12% (3-й интервал с рядом  $R_{20}$ ).

#### 5-4. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Электротермическое оборудование работает в различных условиях, которые можно подразделить на тяжелые, средние и легкие.

*Тяжелые условия* эксплуатации характерны для плавильных цехов заводов металлургии, машиностроения и химической промышленности (дуговые и индукционные сталеплавильные печи, ферросплавные и руднотермические печи, печи для получения карбида кальция, фосфора и т. п.). В этих условиях оборудование, помимо обычных нагрузок, подвергается воздействию газов, пыли, местных нагревов до высоких температур; в некоторых случаях не исключается возможность воздействия на оборудование расплавленного металла или сплава. Кроме того, металлургическое оборудование, как правило, работает непрерывно и бесперебойность в работе агрегатов непосредственно влияет на производительность металлургических цехов.

*Средние условия* эксплуатации характерны для большинства термических цехов машиностроительных заводов, а также цехов переплава алюминия (печи сопротивления и индукционные печи для плавки алюминия, различные термические печи сопротивления, а также установки для индукционного и контактного нагрева и т. п.). В этих условиях к оборудованию предъявляются повышенные требования в части надежности и бесперебойности работы, особенно для непрерывно действующих методических агрегатов, например конвейерных, карусельных и других методических печей, однако воздействие внешней среды и местные температурные влияния играют не столь существенную роль, как в предыдущих условиях.

*Легкие условия* эксплуатации характерны для термических цехов, расположенных в чистых отапливаемых помещениях, а также полупромышленных и лабораторных термических установок (электрические печи сопротивления пищевой промышленности, электротермическое оборудование заводских, научно-исследовательских и учебных лабораторий и вспомогательное печное оборудование, не связанное непосредственно с выполнением постоянной производственной программы). Для этих условий вопросы бесперебойности работы оборудования не имеют такой остроты, как в предыдущих случаях, а периодическая работа оборудования облегчает уход и проведение необходимого ремонта.

При конструировании нового или выборе имеющегося электротермического оборудования конструктор или технолог должен учитывать условия его эксплуатации, ибо оборудование, пригодное для одних условий, может оказаться неудовлетворительным для других.

#### 5-5. КЛАССИФИКАЦИЯ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В электротермическое оборудование могут входить следующие основные элементы:

- а) футеровка;
- б) нагревательные элементы;
- в) металлические конструкции;
- г) механизмы;
- д) специальные конструкции из цветных металлов;
- е) комплектующее оборудование;
- ж) вспомогательные монтажные конструкции.

*Футеровка.* Как правило, футеровка электрической печи состоит из двух элементов: огнеупорной части и тепловой изоляции. В различных типах печей роль этих двух элементов футеровки различна. В индукционных плавильных печах без железного сердечника футеровка обычно ограничивается огнеупорной набивкой тигля без тепловой изоляции. В дуговых печах футеровка состоит в основном из огнеупорной кладки и набивки с небольшой прослойкой тепловой изоляции. В печах сопротивления косвенного действия ввиду особых условий работы (сравнительно невысокая концентрация мощности в печной камере) тепловая изоляция играет весьма существенную роль. В огнеупорной кладке печей сопротивления наиболее ответственными являются детали, непосредственно соприкасающиеся с нагревательными элементами, особенно в высокотемпературных печах.

*Нагревательные элементы.* Поскольку нагревательные элементы в значительной мере определяют надежность работы электрических печей сопротивления, их расчет и конструирование должны производиться весьма тщательно, особенно учитывая, что для их изготовления применяются, как правило, дорогие и дефицитные сплавы и металлы или специальные неметаллические материалы. Помимо самих нагревателей, немаловажное значение имеют металлические и керамические детали их подвески и крепления.

*Металлические конструкции* электрических печей можно разделить на три группы:

а) внешние металлоконструкции, расположенные в зоне нормальных температур и выполняемые из обычной конструкционной стали;

б) промежуточные конструкции, расположенные частью в зоне нормальных и частью в зоне повышенных температур, выполняемые из обычной стали или частично из специальных сталей;

в) внутренние конструкции, расположенные в зоне рабочей температуры печи и выполняемые из специальных сталей.

*Механизмы.* Большинство механизмов электрических печей выполняется аналогично механизмам подъемно-транспортного оборудования с учетом специфических требований повышенной надежности работы. Наряду с этим в электрических печах применяются и специфические механизмы, как, например, конвейеры и вентиляторы, работающие в зонах высоких температур печей сопротивления, электродные зажимы дуговых печей и пр. По своим размерам и мощности механизмы электрических печей имеют весьма широкий диапазон: от миниатюрных вспомогательных механизмов, свойственных приборостроению, до громоздких механизмов, характерных для тяжелого машиностроения.

*Специальные конструкции из цветных металлов.* К этой категории относятся электрододержатели и токоподводы дуговых печей, индукторы и катушки трансформаторов высокочастотных установок и индукционных печей нормальной частоты, реторты печей сопротивления разных назначений и пр.

*Комплекующее оборудование.* В электрических печах применяется широкий ассортимент различного комплектующего, или так называемого покупного оборудования: электродвигатели с пуско-регулирующей аппаратурой, конечные выключатели и командоаппараты, муфты, вариаторы, тормоза и тормозные магниты, стандартные вентиляторы, компрессоры, насосы с комплектом гидравлической аппаратуры, вакуум-насосы с оборудованием для вакуумных систем, регуляторы температуры, вспомогательная электроаппаратура и пр. По мере развития централизованного производства типового оборудования машиностроительных заводов в конструкциях электрических печей все большее применение будут находить типовые редукторы и коробки скоростей механических приводов, типовые цилиндры, плунжеры и регуляторы скорости гидравлических приводов и пр.

*Вспомогательные монтажные конструкции.* Сюда относятся разводки трубопроводов и арматура для масла, воды, пара, воздуха, газа, а также расположенная на печи электрическая проводка, необходимая для включения печи.

В дуговых печах существенное значение имеет система водоохлаждения различных элементов конструкций, работающих в зонах значительного тепловыделения. Учитывая значительные расходы воды, в системах водоохлаждения современных отечественных дуговых печей применяется автоматическое регулирование расхода воды по методу инж. П. Ф. Сабанеева.

Не менее важно водоохлаждение индукторов индукционных печей. Во избежание аварий из-за прекращения поступления воды в цепи охлаждения индукторов устанавливаются реле минимального давления, отключающие ток при перебоях в подаче воды.

#### **5-6. ОГРАНИЧЕНИЯ ГАБАРИТОВ КОНСТРУКЦИИ ПО УСЛОВИЯМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ТРАНСПОРТИРОВКИ**

В зависимости от веса груза на железных дорогах СССР применяются двухосные платформы грузоподъемностью 18 и 20 т и четырехосные грузоподъемностью 50 и 60 т. При погрузке особо тяжеловесных грузов может возникнуть необходимость в специальных платформах (транспортерах) грузоподъемностью до 150 т.

При выборе платформы следует стремиться к полному использованию ее грузоподъемности, ибо при невыполнении норм загрузки подвижной состав используется нерационально, а грузоотправитель несет непроизводительные расходы. Загрузка платформ сверх их грузоподъемности запрещается.

Характеристика и основные размеры платформ отечественного производства приведены в табл. 5-1.

Груз, находящийся на открытом подвижном составе, считается габаритным и допускается к перевозкам по всей сети железных дорог СССР, если ни один элемент груза или его крепления не выходит за очертания габарита № 1В ОСТ ВКС 6435 (рис. 5-1) на прямых участках горизонтального пути.

Негабаритным называется такой груз, который не вписывается в очертания габарита № 1В. В зависимости от размеров выхода груза за пределы очертания габарита № 1В имеется пять степеней негабаритности: от нулевой до 4-й степени. Контуры негабаритности разных степеней

Таблица 5-1

**Характеристика железнодорожных платформ  
отечественного производства**

Наименование	Данные для платформ грузоподъемностью, т			
	18	20	50	60
Длина по осям автосцепки, мм . . .	10 400	10 400	14 200	14 200
пола (внутренняя), мм . . .	9 200	9 200	13 000	12 870
Ширина пола (внутренняя), мм . . .	2 710	2 710	2 870	2 770
База платформ, мм . . . . .	5 500	5 500	9 300	9 300
Высота бортов, мм:				
бокового . . . . .	550	625	450	450
торцового . . . . .	300	310	300	305
Высота от головки рельса, мм:				
до уровня пола . . . . .	1 330	1 320	1 270	1 270
до центра тяжести платформ . . . . .	820	920	800	800
Собственный вес платформы, т . . .	9,0	9,7	17,5	22

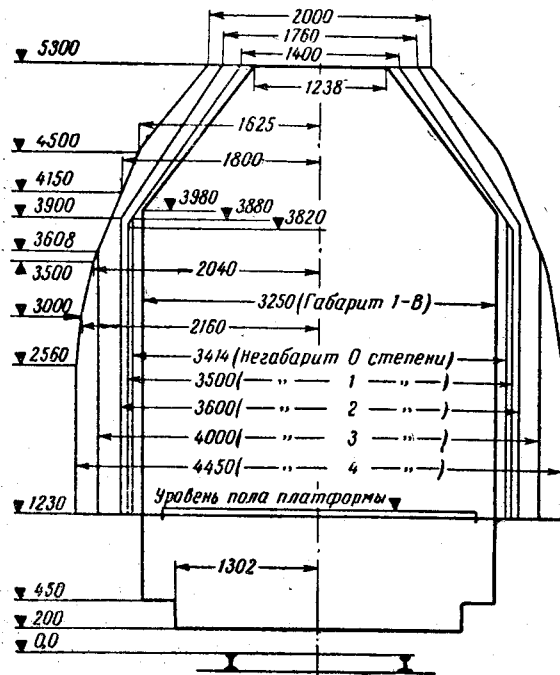


Рис. 5-1. Габариты подвижного состава железных дорог СССР.

являются предельными очертаниями, в которых должен помещаться груз, положенный на платформу, стоящую на прямом горизонтальном пути, при условии, что ось платформы совпадает с осью пути.

Для грузов, длина которых превышает длину пола нормальной четырехосной платформы, а также для грузов, погруженных на сцеп платформ, кроме определения негабаритности на прямом участке пути должна быть определена расчетная негабаритность при прохождении по кривой условного радиуса 350 м с учетом увеличения негабаритности, зависящей от разбега ходовых частей платформ.

Негабаритность груза усложняет перевозку и затягивает сроки доставки груза, а также существенно осложняет оформление транспортной документации. В связи с этим конструктор без крайней необходимости не должен допускать выпуска негабаритных узлов и деталей. Громоздкие конструкции для обеспечения габаритности обычно выполняются из нескольких частей со сборкой крепежными деталями или сваркой на месте монтажа.

Бывает, что узел или деталь по своим размерам являются габаритными, однако условия транспортировки резко усложняются. Так, тонкая и сравнительно легкая сварная площадка длиной 5 000 и шириной 4 000 мм формально является габаритной, однако ее транспортировка осложняется по следующим причинам:

а) Для ее погрузки невозможно использование обычной двухосной платформы высотой 1 320 мм, а требуется четырехосная платформа высотой 1 270 мм. Учитывая же возможные отклонения при изготовлении площадки, а также толщину подкладок на пол платформы при погрузке, эта площадка может практически оказаться негабаритной.

б) При вертикальной погрузке громоздкой легкой площадки грузоподъемность платформы используется недовольно.

Специальные платформы для перевозки негабаритных и тяжеловесных грузов выделяются грузоотправителям, как правило, только по разрешениям Министерства путей сообщения.

Погрузку длинномерных грузов, т. е. грузов, не вмещающихся на одну платформу и выходящих за пределы буферных стоек, необходимо производить на сцеп из двух платформ. При необходимости между двумя платформами, на которые опирается груз, ставится еще одна, промежуточная, платформа.

## ГЛАВА ШЕСТАЯ

### КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

#### 6-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Расчет и конструирование каждого механизма обычно проводятся по следующей схеме:

- 1) определение полезной мощности;
- 2) выбор типа привода;
- 3) выбор кинематической схемы;
- 4) определение основных параметров привода;
- 5) выбор и расчет отдельных элементов кинематической схемы.

Определение полезной мощности производится по формулам:

- а) для поступательного движения

$$P = \frac{Fv}{6120}, \quad (6-1)$$

где  $P$  — мощность, *квт*;

$F$  — полезное усилие, *кГ*;

$v$  — скорость, *м/мин*;

- б) для вращательного движения

$$P \approx \frac{Mn}{100000}, \quad (6-2)$$

где  $P$  — мощность, *квт*;

$M$  — полезный крутящий момент, *кГ·см*;

$n$  — скорость вращения, *об/мин*.

#### 6-2. ВЫБОР ТИПА ПРИВОДА

При выборе типа привода могут рассматриваться возможности целесообразного применения следующих основных его типов:

- а) ручного;
- б) электрического;
- в) гидравлического;
- г) пневматического.

Пневматический привод целесообразен в условиях сравнительно небольших усилий возвратно-поступательного движения, при которых основной рабочий орган — цилиндр — имеет умеренные размеры применительно к нормальным давлениям сети сжатого воздуха (до 6 *ати*). Дополнительным условием целесообразности применения

пневматического привода является отсутствие требований плавности хода механизма, а также четкой фиксации рабочего органа в любом промежуточном положении.

Примером целесообразного применения пневматического привода является механизм пружинно-пневматического зажима электрода дуговой печи.

В отдельных случаях целесообразен пневматический привод механизма подъема заслонки печи, если не требуется фиксированная остановка заслонки в каком-либо промежуточном положении.

Гидравлический привод целесообразен в условиях значительных усилий при возвратно-поступательном движении. Дополнительными условиями применимости гидравлического привода являются:

а) грамотное решение принципиальных вопросов схемы и выбора элементов гидропривода с учетом возможности регулирования скорости движения рабочего органа;

б) технологические возможности высококвалифицированного изготовления всех элементов гидравлических приводов на заводах-поставщиках;

в) возможность получения заводами-потребителями высококачественных запасных частей гидравлических приводов;

г) благоприятные условия эксплуатации гидравлического оборудования: умеренная температура окружающей среды без резких ее колебаний, а также отсутствие значительной запыленности воздуха.

Примером целесообразного применения гидравлического привода является плунжерный механизм подъема пода элеваторной печи для отжига чугуновых деталей.

Электромеханический привод является наиболее распространенным и универсальным видом привода механизмов электрических печей, пригодным для самых разнообразных механизмов с различными видами движения, скоростями и рабочими усилиями.

В механизмах электрических печей наиболее часто используется электромеханический привод с асинхронными двигателями и лишь в редких случаях — с двигателями постоянного тока, там, где это вызывается специфическими требованиями регулирования режима работы.

Ручной привод применяется для вспомогательных механизмов электрических печей при незначительных нагрузках и кратковременной работе механизмов с длительными

перерывами. Применение ручного привода целесообразно лишь в тех случаях, когда по условиям эксплуатации у печи неизбежно наличие обслуживающего персонала. Если же за счет механизации привода можно высвободить обслуживающий персонал, применение ручного привода нельзя считать целесообразным. Так, например, в небольшой камерной печи с ручной загрузкой ручной или pedalный механизм подъема дверцы вполне целесообразен, поскольку открывание дверцы связано во времени с загрузкой и выгрузкой печи, а за счет механизации подъема дверцы высвободить обслуживающий персонал на печи нельзя.

В механизме перемещения электрода дуговой медеплавильной печи типа ДМ рабочее усилие на рукоятке маховичка весьма невелико (порядка нескольких килограммов), однако для поддержания нормального режима дуги необходимо систематически перемещать электрод, что требует постоянного дежурства обслуживающего персонала у печи. Механизация этого привода с автоматизацией управления режимом дуги, помимо улучшения эксплуатационных показателей печи, высвобождает 1 чел. на все время работы печи, что дает экономию только на одной заработной плате в размере десятков тысяч рублей в год.

Для рычажных приводов максимальные усилия и величины хода рукоятки или педали рекомендуется принимать в пределах значений, приведенных в табл. 6-1.

Таблица 6-1

**Максимальное усилие рабочего и ход рукоятки или педали**

Назначение рукояток и педалей	Усилие, кг		Ход, мм	
	на рукоятке	на педали	рукоятки	педали
Основные или часто включаемые . . . . .	10	12	400	250
Вспомогательные или редко включаемые . . . . .	20	25	400	250

Расчетный угол поворота рекомендуется принимать: для педали — до 60° и для рукоятки рычага — до 30°. К рукоятке штурвала это ограничение не относится.

**6-3. ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ**

В зависимости от типа привода производится выбор кинематической схемы механизма. Наиболее просты схемы механизмов с гидравлическим и пневматическим приводом.

Размеры цилиндра или плунжера гидравлического привода выбирают исходя из заданной нагрузки, скорости перемещения рабочего органа и кинематической схемы механизма с учетом рабочего давления жидкости и производительности гидравлической установки.

Система крепления цилиндра или плунжера существенно влияет на работоспособность гидравлического механизма. При жестком закреплении цилиндра или плунжера и отсутствии строгой соосности цилиндра и подвижного рабочего органа происходит быстрое срабатывание уплотняющего устройства цилиндра. Более целесообразно шарнирное крепление цилиндра или плунжера, при котором уплотнение разгружается от заметных радиальных нагрузок.

Для пневматического привода из-за ограниченной величины давления сети сжатого воздуха в схему для увеличения усилия рабочего органа часто вводят рычажную передачу. При значительном запасе в рабочем усилии за счет рычажной передачи можно увеличить ход рабочего органа. Часто рычажная передача в пневматическом приводе позволяет использовать цилиндр имеющегося диаметра, что существенно с точки зрения унификации применяемых элементов оборудования.

Кинематические схемы механизмов с ручным приводом, как правило, несложны. Наибольшее распространение в таких схемах имеют рычажные, зубчатые, винтовые и червячные передачи со сравнительно небольшим передаточным отношением. К категории ручного привода относятся также ножной, или pedalный, привод с односторонним приложением усилия (обычно сверху вниз).

Более подробного пояснения требуют кинематические схемы механизмов с приводами от электродвигателей, в сравнении с другими видами приводов наиболее широко распространенные как в машиностроении вообще, так и в электротермическом оборудовании в частности.

В механизме с электромеханическим приводом между первичным органом (электродвигателем) и конечным рабочим органом (рычагом, рейкой, винтом и др.) происходит последовательное преобразование движения как качественное, так и количественное. Качественным признаком движения является его характер (поступательное или вращательное движение). Количественными признаками движения являются крутящий момент для вращательного движения или усилие — для поступательного и скорость: окружная для вращательного движения или линейная —

для поступательного. Чем больше отличие количественных и качественных признаков движения первичного и конечного органа, тем более сложной оказывается кинематическая схема. Так, идеально простой является кинематическая схема дисковой пилы, насаживаемой непосредственно на вал электродвигателя; простейшей является кинематическая схема ролика, вращающегося от индивидуального двигателя со скоростью, равной скорости вращения двигателя; между электродвигателем и рабочим органом может быть только один вспомогательный элемент — муфта. Примером сравнительно сложной кинематической схемы является схема механизма перемещения электрода дуговой сталеплавильной печи, где, помимо значительного уменьшения скорости, происходит еще и изменение характера движения: от вращательного движения вала электродвигателя к поступательному движению рукава электрододержателя.

Для изменения движения применяются различные виды передач: клиноременные, цепные, зубчатые, червячные винтовые и др.

Составление целесообразной кинематической схемы заключается в правильном выборе типа передачи для всех ее звеньев.

Правильно выбранный тип передачи должен обеспечить длительную бесперебойную работу. Следующими по важности признаками являются стоимость изготовления и эксплуатационный расход электроэнергии приводного двигателя. Как правило, чем проще кинематическая схема и меньше суммарное передаточное число, тем надежнее работает механизм и дешевле его изготовление.

Для подавляющего большинства механизмов электропечного оборудования к. п. д. и расход электроэнергии имеет подчиненное значение, за исключением случаев, когда за счет повышения к. п. д. целесообразно существенно уменьшить размеры приводного двигателя и маховой момент вращающихся масс. Последнее важно, в частности, для привода механизма перемещения электрода дуговой печи, где инерция движущихся масс существенно сказывается на условиях поддержания электрического режима печи.

#### 6.4. УЧЕТ К. П. Д.

При определении расчетных усилий в элементах кинематической цепи механизма следует учитывать потери на трение в его звеньях,

При выборе мощности двигателя следует учитывать минимально возможное значение к. п. д. звеньев кинематической схемы, а при определении тормозных моментов или подборе элементов передачи по заданной мощности двигателя — максимально возможное значение к. п. д. механизма. В табл. 6-2 в качестве справочных данных для предварительных расчетов приведены значения к. п. д. основных звеньев крановых механизмов.

Таблица 6-2

Значения к. п. д. основных звеньев крановых механизмов

Наименование элементов		К. п. д.	
Канатные блоки и барабаны	Подшипники скольжения	0,94—0,96	
	качения	0,96—0,98	
Промежуточные валы	Подшипники скольжения	0,95—0,97	
	качения	0,97—0,99	
Зубчатая цилиндрическая передача с обработанными зубьями (в сборе с промежуточным валом)	Открытые передачи	скольжения	0,91—0,93
		качения	0,93—0,95
	Подшипники	скольжения	0,93—0,95
		качения	0,94—0,96
В кожухе с густой смазкой	скольжения	0,95—0,97	
	качения	0,96—0,98	
В масляной ванне	скольжения	0,95—0,97	
	качения	0,96—0,98	
Зубчатые цилиндрические и конические передачи с необработанными зубьями	При отсутствии смазки	0,80—0,85	
	При регулярной смазке	0,85—0,90	
Червячные передачи	Однозаходные	0,45—0,70	
	Двухзаходные	0,70—0,80	
Зубчатые муфты	Зацепление обеспечено смазкой	0,99	

\*Нормальные модули зубчатых колес в мм по ОСТ 1597. 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 2,0; 1,25; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; (2,75); 3,0; (3,25); 3,5; (3,75); 4,0; (4,25); 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 33; 36; 39; 42; 45; 50.\*

Таблица 6-3

Нормальные числа зубьев цилиндрических передач

Ряд	Суммарное число зубьев $z$ (сумм)								
	a	99	—	198	297	396	495	594	693
б	100	150	200	300	400	500	600	700	800

Нормальные межосевые расстояния цилиндрических передач; мм: 100; 150; 200; 300; 350; 400; 450; 500; 600; 700; 800; 900; 1 000; 1 200; 1 400; 1 600; 1 800; 2 000; 2 200; 2 400.

Таблица 6-4

Основные данные открытых прямозубых передач по нормали НКМЗ ДЗ1-100.

Наименование	Межосевое расстояние $A$ , мм										
	350	400	450	500	600	700	800	900	1000		
Модуль $m$ , мм . . . . .	7	8	9	10	12	14	16	18	20		
Ширина колеса $b_2$ , мм . . . . .	110	120	140	150	180	210	240	270	300		
шестерни $b_1$ , мм . . . . .	115	125	145	155	185	215	245	275	310		
Диаметр расточки колеса $d$ , мм	120	130	140	160	190	210	240	280	300		
Длина ступицы колеса $b$ , мм . . .	140	160	180	200	240	280	320	360	400		
Вес колеса для различных передаточных чисел (материал колеса Ст. Л-40), кг	при значениях $\frac{i}{z_2}$	2,54/72	75	100	145	190	310	480	760	1120	1390
		3,125/76	75	110	150	205	320	500	780	1150	1490
		3,5/78	85	125	170	230	350	540	830	1230	1590
		3,95/80	85	115	160	210	330	540	830	1230	1570
		4,5/82	95	120	180	235	360	585	890	1290	1670
	5,187/84	90	125	165	220	350	560	840	1280	1630	
	5,6/85	95	130	180	235	370	600	900	1380	1760	
	6,07/86	105	140	190	250	380	600	930	1380	1760	

Примечания:

- Суммарное число зубьев  $z_{\text{сумм}} = 100$ .
- Колеса с числами зубьев 72, 76, 80, 84 и 85 для всех значений  $A$  имеют нормальное (некорректированное) зацепление.
- Колеса с числами зубьев 78, 82 и 86 для всех значений  $A$  имеют скорректированное зацепление (нарезка одной фасонной фрезой для каждого модуля).
- Глубина фрезерования шестерни червячной фрезой  $h = 2,1 m$ .  
Выбор типовых цилиндрических редукторов см. [Л. 17].

### 6-5. ВЫБОР ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Передаточное число червячной пары принимается из ряда нормальных передаточных чисел по табл. 6-5.

Таблица 6-5

Нормальные передаточные числа червячных передач

$i$	10	10,5	11,25	12	12,5	13,25	14	15	16	17	18	19	20	21	22,5	24
$i$	25	26,5	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	56	60

Расчетный крутящий момент ( $\text{кг} \cdot \text{см}$ ) на ведомом валу редуктора определяется по формуле

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{макс}} K_1 K_2 K_4, \quad (6-3)$$

где  $M_{\text{макс}}$  — максимальный момент из действующих нагрузок в течение каждого цикла работы механизма,  $\text{кг} \cdot \text{см}$ ;

$K_1$  — коэффициент долговечности редуктора (см. ниже);

$K_2$  — коэффициент концентрации нагрузки (см. ниже);  
 $K_4$  — коэффициент условий работы, принимаемый по данным табл. 6-6.

Таблица 6-6

Значения коэффициента условий работы механизма  $K_4$

Наименование рабочей машины	Характер приводного двигателя	
	Электродвигатель или турбина	Паровая машина или дизель-мотор
Центробежные насосы, ленточные транспортеры, элеваторы . . . . .	1,00	1,05
Углеразмольные машины, шахтные подъемники, краны . . . . .	1,10	1,15
Генераторы, воздухоудвки, компрессоры . . . . .	1,15	1,20
Прокатные станы, дробилки, ножицы, ковочные машины . . . . .	1,20	1,25

Для определения коэффициента  $K_1$  следует представить характер изменения нагрузок во времени в виде диаграммы нагрузок (рис. 6-1). Если закономерность в режи-

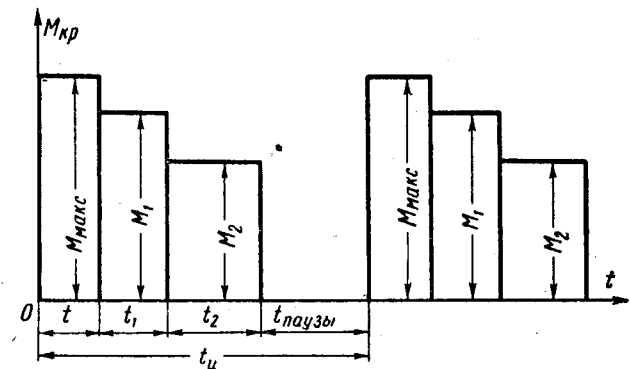


Рис. 6-1. График циклической переменной нагрузки.

ме нагрузки неизвестна, коэффициент  $K_1$  определяется по продолжительности включения редуктора (рис. 6-2).

Эквивалентное время работы редуктора при максимальной нагрузке  $M_{\text{макс}}$  и соответствующем ей числе оборотов



в минуту ведомого вала  $(n_2)_t$  определяется по формуле

$$t_s = t + t_1 \frac{(n_2)_{t1}}{(n_2)_t} \left( \frac{M_1}{M_{\max}} \right)^3 + t_2 \frac{(n_2)_{t2}}{(n_2)_t} \left( \frac{M_2}{M_{\max}} \right)^3 + \dots + t_n \frac{(n_2)_{tn}}{(n_2)_t} \left( \frac{M_n}{M_{\max}} \right)^3, \quad (6-4)$$

где  $M_{\max}$ ,  $M_1$ ,  $M_2 \dots M_n$  — действующие нагрузки, л. с., кг·см и т. д.;

$t$ ,  $t_1$ ,  $t_2 \dots t_n$  — продолжительности действия нагрузок, ч, мин или сек;

$(n_2)_t$ ,  $(n_2)_{t1}$ ,  $(n_2)_{t2} \dots (n_2)_{tn}$  — скорости ведомого вала редуктора при действии соответствующих нагрузок  $M_{\max}$ ,  $M_1$ ,  $M_2 \dots M_n$ , об/мин.

При построении диаграммы нагрузок, меньших  $0,5 M_{\max}$ , учитывать не следует.

В (6-4) каждое слагаемое представляет собой эквивалентное время работы за соответствующий период.

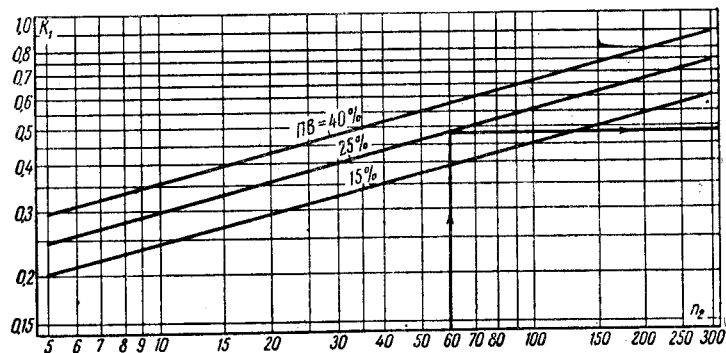


Рис. 6-2. Коэффициент долговечности редуктора  $K_1$  при повторно кратковременной нагрузке ( $n_2$  — скорость вращения колеса, об/мин).

Если работа машины представляет собой ряд одинаковых следующих друг за другом циклов, то эквивалентное время может быть вычислено за сутки. Для этого в (6-4) следует подставить время действия отдельных нагрузок в течение суток. Если циклы, следующие друг за другом, отличаются величинами действующих нагрузок и временем их действия, то эквивалентное время следует опреде-

лять для наиболее нагруженного цикла, считая, что этот цикл действует на протяжении всего времени работы редуктора в течение суток. Если цикл изменения нагрузки соответствует 1 об ведомого вала (например, в механизмах с кривошипными передачами), то следует принимать, что максимальная нагрузка цикла действует в течение полного оборота.

По эквивалентному времени определяется эквивалентное число перемен нагрузки за полный срок службы редуктора. Для этого необходимо определить эквивалентное время в часах за сутки и подставить в формулу

$$n_s = t_s (\text{за сутки}) (n_2)_t \text{ СЛ } 60, \quad (6-5)$$

где  $t_s$  (за сутки) — эквивалентное время работы за сутки, ч;  
С — число суток работы редуктора в год;  
Л — расчетное число лет работы редуктора.

Срок службы редуктора следует назначать в зависимости от требований, предъявляемых к агрегату в целом, и качества материала отдельных звеньев редуктора.

При реверсивной работе  $n_s$ , подсчитанное по (6-5), уменьшается вдвое. Если же нагрузка как при прямом, так и при обратном вращении прилагается к одним и тем же профилям зубьев (например, механизмы подъема кранов), то  $n_s$  не уменьшается.

Коэффициент долговечности редуктора  $K_1$  определяется по формуле

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{n_s}{10^7}}. \quad (6-6)$$

Независимо от способа определения этого коэффициента при  $K_1 < 0,4$  следует принимать  $K_1 = 0,4$ , а при  $K_1 > 1$  следует принимать  $K_1 = 1,0$ .

Коэффициент концентрации нагрузки  $K_2$  для червячных передач определяется по формуле

$$K_2 = 1 + \frac{z_2^3}{B} \left( 1 - \frac{M_p}{M_{\max}} \right), \quad (6-7)$$

где  $z_2$  — число зубьев червячного колеса;  
B — коэффициент, зависящий от числа модулей в делительном диаметре червяка  $q$  и числа заходов червяка  $z$ , принимаемый по данным табл. 6-7.



Таблица 6-9

Максимальные крутящие моменты на ведомом валу, передаваемые червячными редукторами (кг·см)

A, мм	60		56	53	50	48	45	42	40	38	36	34	32
	30	15	28	26,5	25	24	22,5	21	20	19	18	17	16
80	1 400	1 900	1 650	1 750	1 850	1 880	2 000	2 150	2 150	2 150	2 150	2 150	2 150
100	2 700	3 000	3 000	3 100	3 200	3 200	3 200	3 200	3 200	3 200	3 200	3 200	3 200
120	4 170	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550	4 550
150	8 900	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650	9 650
180	15 900	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400	16 400
210	23 400	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000
240	31 500	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000	32 000
270	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000	44 000
300	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000	56 000
360	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000	93 000
420	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000	145 000
480	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000	180 000
540	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000	238 000
600	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000	265 000

Примечания. 1. Материал червяка Ст. 6 и Ст. 3 (по нормам МР1-30 НКМЭЭ).

2. Материал червячного колеса ЛАЖМц 70-6 3-1.

3. Материал ведомого вала Ст. 5 (Ст. 35).

При наличии консольной нагрузки проверяется фактическая долговечность подшипников качения по формулам:

$$a) \text{ для подшипников ведущего вала} \\ (n_1 h_1)^{0,3} = \frac{C_1}{\frac{2,2M_{\text{макс}}}{A} + 2P_{к1}}; \quad (6-11)$$

б) для подшипников ведомого вала редукторов с межосевым расстоянием от  $A=80$  до  $A=300$  мм включительно

$$(n_2 h_2)^{0,3} = \frac{C_2}{\frac{1,5M_{\text{макс}}}{A} + 2,5P_{к2}}; \quad (6-12)$$

в) для подшипников скольжения, применяемых на ведомых валах червячных редукторов с межосевым расстоянием от  $A=360$  до  $A=600$  мм, фактическое удельное давление ( $\text{кг/см}^2$ )

$$P = \frac{8P_{к2}}{A^2} + \frac{4,57M_{\text{макс}}}{A^3}. \quad (6-13)$$

В (6-11) — (6-13):

$C_1$  — коэффициент работоспособности подшипников качения червяка;

$C_2$  — коэффициент работоспособности подшипников качения червячного колеса;

$M_{\text{макс}}$  — максимальный крутящий момент на ведомом валу редуктора,  $\text{кг}\cdot\text{см}$ ;

$A$  — межосевое расстояние редуктора,  $\text{см}$ ;

$P_{к1}$  и  $P_{к2}$  — фактические консольные нагрузки на ведущем и ведомом валах,  $\text{кг}$ ;

$n_1$  и  $n_2$  — скорости ведущего и ведомого валов,  $\text{об/мин}$ ;

$h_1$  и  $h_2$  — долговечности подшипников качения на ведущем и ведомом валах,  $\text{ч}$ ;

$P$  — удельное давление для подшипников скольжения,  $\text{кг/см}^2$ .

Фактическое удельное давление не должно превосходить

$$P_{\text{доп}} = 10 - 15 \text{ кг/см}^2.$$

По значениям  $(n_1 h_1)^{0,3}$  и  $(n_2 h_2)^{0,3}$  при известных  $n_1$  и  $n_2$  определяются соответствующие долговечности работы подшипников в часах с помощью таблиц, приведенных в каталогах подшипников качения. Консольные нагрузки не допускаются на валу червяка, если  $h_1 < 1000$  ч, и на валу

червячного колеса, если  $h_2 < 1000$  ч, для подшипников качения или если  $P > 15$  кг/см<sup>2</sup> для подшипников скольжения. В этих случаях рекомендуется соединять валы зубчатыми муфтами.

Из основных параметров червяка и колеса определяют к. п. д. червячной передачи:

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (6-14)$$

где  $\gamma$  — угол подъема винтовой линии по начальному диаметру червяка;

$\rho$  — угол трения.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{m_{oc} z_1}{d}, \quad (6-15)$$

где  $m_{oc}$  — модуль червячной передачи, мм;

$z_1$  — число заходов червяка;

$d$  — начальный диаметр червяка, мм.

Общий к. п. д. редуктора

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

где  $\eta_2$  — коэффициент, учитывающий потери в подшипниках вала червяка;

$\eta_3$  — то же для вала червячного колеса.

Значения  $\eta_2$  и  $\eta_3$  для подшипников качения можно принимать равными около 0,99, а для подшипников скольжения — около 0,97.

Угол трения определяется по табл. 6-10.

Таблица 6-10

Коэффициенты и углы трения в червячных передачах в зависимости от скорости скольжения

Скорость скольжения $v$ , м/сек	Коэффициент трения $\rho$	Угол трения $\rho$
0,01	0,11—0,12	6°17'—6°51'
0,1	0,08—0,09	4°34'—5°09'
0,25	0,065—0,075	3°43'—4°17'
0,5	0,055—0,065	3°09'—3°43'
1,0	0,045—0,055	2°35'—3°09'
1,5	0,04—0,05	2°17'—2°52'
2,0	0,035—0,045	2°00'—2°35'
2,5	0,03—0,04	1°43'—2°17'
3,0	0,028—0,035	1°36'—2°00'
4,0	0,023—0,03	1°19'—1°43'
7,0	0,018—0,026	1°02'—1°29'
10,0	0,016—0,024	0°55'—1°22'

Относительная скорость скольжения профилей зубьев (м/сек)

$$v = \frac{\pi d n_1}{60 \cos \gamma}, \quad (6-16)$$

где  $n$  — скорость червяка, об/мин.

Значения углов подъема винтовой линии по делительному цилиндру червяка могут быть приняты по табл. 6-11.

Таблица 6-11

Углы подъема винтовой линии червяка

Число заходов червяка $z_1$	Число модулей в диаметре делительной окружности червяка $q$					
	8	9	10	11	12	13
1	7°07'30"	6°20'25"	5°42'38"	5°11'40"	4°45'49"	4°23'55"
2	14°02'10"	12°31'44"	11°18'36"	10°18'17"	9°27'44"	8°44'46"
3	20°33'22"	18°26'06"	16°41'57"	15°15'18"	14°02'10"	12°59'41"

Из анализа табл. 6-10 и 6-11 следует, что нормальные червячные передачи (с параметрами по ГОСТ 2144-43) при скорости червяка выше 100 об/мин и удовлетворительном качестве изготовления не обеспечивают условия самоторможения, согласно которому угол трения  $\rho$  должен быть больше угла подъема винтовой линии  $\gamma$ .

#### Пример выбора межосевого расстояния

Требуется выбрать червячный редуктор для механизма перемещения электрода дуговой сталеплавильной печи при исходных данных: максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора  $M_{\max} = 75000$  кг·см;

число оборотов выходного вала редуктора  $n_2 = 2,5$  в минуту; передаточное отношение редуктора  $i = 50$ ;

режим работы редуктора — реверсивный непрерывный;  $C = 330$  сут в году;

желательный срок службы  $L = 5$  лет.

$$t_9 = 24 \text{ ч.}$$

Расчетное количество оборотов выходного вала редуктора за 5 лет желательного срока службы

$$n_9 = t_9 n_2 C L 60 = 24 \cdot 2,5 \cdot 330 \cdot 5 \cdot 60 = 5,95 \cdot 10^6.$$

По формуле (6-6) коэффициент долговечности редуктора

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{5,95 \cdot 10^6}{10^7}} = 0,84.$$

Коэффициент концентрации нагрузки при  $M_p = M_{\max} K_2 = 1$  [см. (6-7)].

Коэффициент условий работы принимается равным  $K_4 = 1,1$ .

Расчетный крутящий момент на ведомом валу редуктора

$$M_{\text{расч}} = M_{\max} K_1 K_2 K_4 = 75\,000 \cdot 0,84 \cdot 1,0 \cdot 1,1 = 69\,500 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

По табл. 6-8 для передаточного отношения  $i=50$  ближайшее табличное значение  $M_{\text{расч}}$  составляет 81 700 кг·см, что соответствует редуктору с межосевым расстоянием  $A=300$  мм.

По табл. 6-9 этому редуктору соответствует максимальный крутящий момент на выходном валу, равный 56 000 кг·см, т. е. выбранный предварительно редуктор с  $A=300$  мм оказывается слабым. Необходимо принять следующий больший размер редуктора с межосевым расстоянием  $A=360$  мм, обладающий максимальным крутящим моментом, равным 90 000 кг·см; расчетный момент этого редуктора по табл. 6-8 составляет 134 000 кг·см.

## 6-6. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ТИПОВЫХ РЕДУКТОРОВ НКМЗ

### а) Одноступенчатые червячные редукторы

Тип ЧП — червяк расположен под колесом;

Тип ЧН — червяк расположен над колесом;

Тип ЧНК — червяк расположен над колесом (кранового типа);

Тип ЧБ — червяк расположен сбоку колеса.

Редукторы ЧП, ЧН и ЧБ имеют каждый по 14 типоразмеров соответственно 14 стандартным межосевым расстояниям от  $A=80$  до  $A=600$  мм.

Редукторы ЧНК имеют 11 типоразмеров от  $A=150$  до  $A=600$  мм. В каждом типоразмере редуктора может быть осуществлено любое из передаточных чисел, приведенных в табл. 6-12.

Таблица 6-12

Передаточное число червячных передач НКМЗ

$i$	10	10,5	11,25	12	12,25	13,25	14	15	16	17	18	19	20	21	22,5	24
	25	26,5	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	56	60

Если по условиям конкретной компоновки привода редукторы типов ЧП и ЧН равноценны, рекомендуется для приводов с малыми и средними числами оборотов применять тип ЧП, в котором условия смазки зацепления более благоприятны. Редукторы типа ЧБ целесообразно применять для приводов с вертикальным расположением рабочего вала механизма. Редукторы ЧП и ЧН с межосевыми расстояниями от  $A=80$  до  $A=120$  мм изготавливаются с неразъемными корпусами.

Жидкая смазка зацепления и опор осуществляется из ванны редуктора. Для редукторов с межосевым расстоянием свыше 120 мм предусматривается искусственное водяное охлаждение посредством змеевика, монтируемого в нижней части корпуса редуктора. Для редукторов от  $A=360$  до  $A=600$  мм опоры вала червяка выполняются на подшипниках качения, а опоры вала червячного колеса — на

подшипниках скольжения. Для всех редукторов с межосевыми расстояниями от  $A=80$  до  $A=300$  мм опоры червяка и колеса выполняются с подшипниками качения.

Самоторможение червячных передач не гарантируется.

### б) Двухступенчатые цилиндрическо-червячные редукторы

Тип ЦЧП — с расположением червяка на второй ступени под червячным колесом.

Тип ЦЧБ — с расположением червяка на второй ступени сбоку червячного колеса.

Цилиндрическо-червячные редукторы получают путем применения приставных коробок, представляющих собой первую ступень, к нормальным одноступенчатым червячным редукторам.

Редукторы ЦЧП и ЦЧБ имеют 11 исполнений со следующими межосевыми расстояниями (мм):

75/150, 100/180, 100/210, 150/240, 150/270, 150/300, 200/360, 250/420, 250/480, 300/540 и 300/600.

В каждом типоразмере редуктора может быть осуществлено любое из следующих передаточных чисел:

50, 60, 70, 80, 90, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 275 и 300.

### в) Двухступенчатые червячные редукторы

Тип ЧДП — с расположением червяка на первой ступени над червячным колесом и на второй ступени под червячным колесом.

Тип ЧДБ — с расположением червяка на первой ступени над червячным колесом и на второй ступени сбоку червячного колеса.

Двухступенчатые червячные редукторы получают путем применения приставных коробок, представляющих собой первую ступень, к нормальным одноступенчатым червячным редукторам.

В каждом типоразмере редуктора может быть осуществлено любое из следующих передаточных чисел:

100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1 000, 1 250, 1 500, 1 750, 2 000, 2 500, 3 000 и 3 600.

### г) Одно- и двухступенчатые червячные редукторы кинематического назначения (рис. 6-3)

Основное назначение — привод командоаппаратов, выключателей, а также вспомогательных механизмов с потребным крутящим моментом до 150 кг·см при реверсивном вращении и до 220 кг·см при неререверсивном. Одноступенчатые червячные редукторы выполняются типа ЧП с межосевым расстоянием 40 мм и передаточными числами 10, 12, 15, 20, 24, 30, 40, 48, 60 и 75.

Двухступенчатые червячные редукторы выполняются с одинаковыми межосевыми расстояниями, равными на обеих ступенях 40 мм, и передаточными числами 100, 144, 225, 400, 576, 900, 1 600, 2 304 и 3 600.

### д) Цилиндрические редукторы

Тип ЦО — цилиндрический одноступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Предельные значения: межосевых расстояний  $A=100-1\,000$  мм; передаточных чисел  $i=2,094-7,25$ . Прямозубые передачи применяются при окружных скоростях  $v \leq 3$  м/сек,

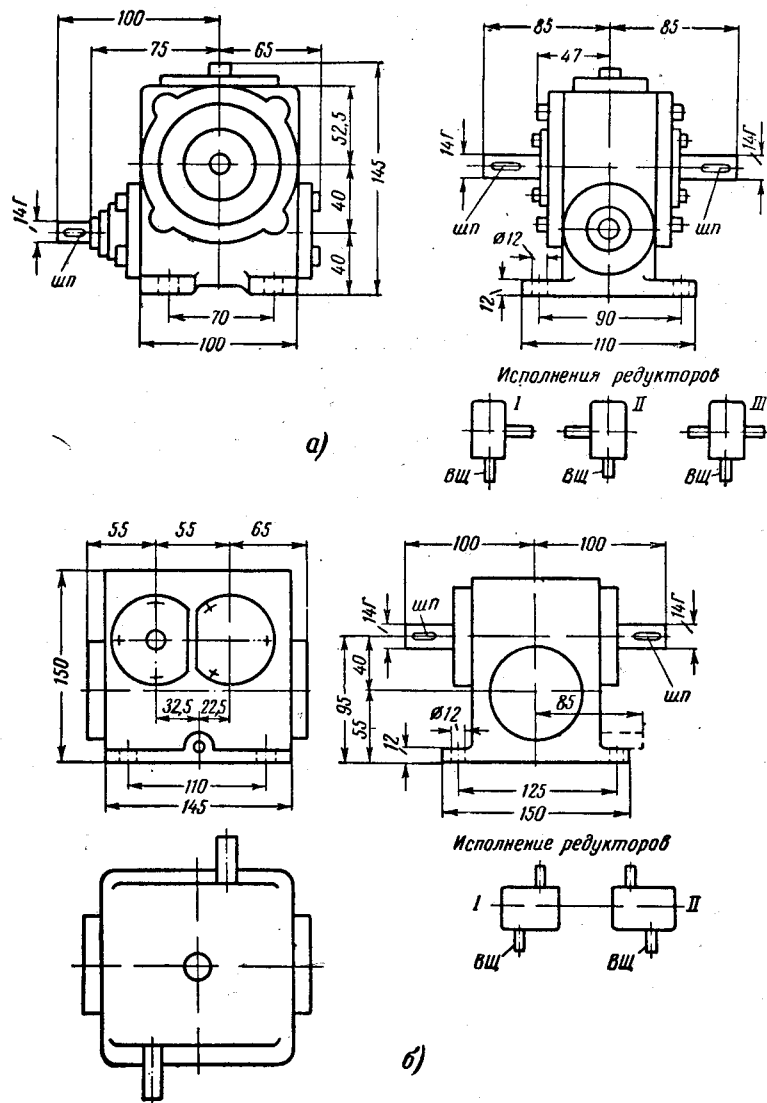


Рис. 6-3. Червячные одно- и двухступенчатые редукторы кинематического назначения (по данным НКМЗ в г. Краматорске).

а — редуктор типа ЦП; б — редуктор типа ЦД; ШП — шпонка призматическая 4×4×18

шеvronные — при межосевых расстояниях  $A=600-1000$  мм и косозубые — во всех случаях в указанных пределах межосевых расстояний.

Тип ЦОС — цилиндрический одноступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Применяется для приводов прокатных станов. Предельные значения: межосевых расстояний  $A=1200-2400$  мм; передаточных чисел  $i=1,829-10$ .

Тип ЦОВ — цилиндрический одноступенчатый с расположением валов в вертикальной плоскости и разъемом корпуса в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Предельные значения  $A$  и  $i$  те же, что и для редукторов типа ЦО. Применяется главным образом в крановых механизмах.

Тип ЦД1 — цилиндрический двухступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Ведущий и ведомый валы соосны. Предельные значения: межосевых расстояний  $A=100-1000$  мм; передаточных чисел  $i=8,23-62,111$ .

Тип ЦД2 — цилиндрический двухступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Предельные значения:  $A=250-1700$ ;  $i=8,23-62,111$ . В остальном редукторы аналогичны редукторам ЦО.

Тип ЦДВ — цилиндрический двухступенчатый с расположением валов в вертикальной плоскости. Предельные значения  $A$  и  $i$  те же, что и для редукторов ЦД2.

Тип ЦДЗС — цилиндрический двухступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Применяется для приводов прокатных станов. Предельные значения:  $A=2000-4000$  мм;  $i=8,23-62,111$ .

Тип ЦД4С — аналогичен ЦДЗС; отличается от последнего расположением шестерен и колес, облегчающим применение маховиков.

Тип ЦТ2 — цилиндрический трехступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Предельные значения:  $A=950-2150$  мм;  $i=37,2-381,08$ . Конструктивно аналогичен редуктору ЦД2.

Тип ЦТЗС — цилиндрический трехступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Предельные значения:  $A=2500-5000$  мм;  $i=37,2-381,08$ .

Тип ЦТ4С по схеме аналогичен редуктору ЦД4С, а по характеристике редуктору ЦТЗС.

Тип ЦТВ — цилиндрический трехступенчатый, аналогичный редуктору ЦДВ.

Тип КО — конический одноступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Предельные значения: конусных расстояний  $L=60-600$  мм; передаточных чисел  $i=1,829-5,187$ . В остальном аналогичен редуктору ЦО.

Тип КЦД — коническо-цилиндрический двухступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Предельные значения  $i=5,62-34,31$ .

Тип КЦТ — коническо-цилиндрический трехступенчатый с расположением валов в горизонтальной плоскости. Диапазон передаточных чисел  $i=25,28-208,22$ . В остальном аналогичен редуктору КЦД.

## 6-7. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ ВИДОВ РЕДУКТОРОВ

Во всех областях машиностроения наиболее широко применяются цилиндрические редукторы вследствие относительной простоты изготовления, высокой долговечности

и возможности передачи любых нагрузок при окружных скоростях от  $v=1$  м/сек до  $v=140$  м/сек. В ряде случаев для тяжело нагруженных непрерывно работающих машин, как, например, главные приводы прокатных станов, шахтные подъемники, углеразмольные мельницы и др., такие редукторы являются единственно приемлемыми. Лишь в отдельных случаях, когда это обусловлено конструкцией машины, при малых и средних нагрузках могут применяться конические и червячные редукторы. Последние не рекомендуется применять для механизмов непрерывного действия, так как их сравнительно низкий к. п. д. вызывает большие потери на трение, следствием чего является относительно малая их долговечность.

В современном машиностроении глобоидные редукторы, обладающие высоким к. п. д., начинают постепенно вытеснять обычные червячные редукторы, а в некоторых случаях даже и цилиндрические.

Для удовлетворительной работы червячных редукторов необходимо тщательное изготовление их при высокой культуре производства, включающей поверхностное упрочнение, шлифовку и полировку червяков, применение высококачественной дорогостоящей бронзы для червячных колес и специальных фрез для их нарезания, высокую точность изготовления и сборки червячных пар.

В ответственных механизмах электротермического оборудования можно рекомендовать применение червячных редукторов лишь в отдельных случаях при условии их высококачественного изготовления, например специализированными заводами.

### 6-8. ВЫБОР МАСЛА ДЛЯ РЕДУКТОРОВ

В нормальных конструкциях закрытых зубчатых и червячных передач рекомендуется употреблять одно и то же масло для смазки зацепления и подшипников как при рециркуляционной смазке, так и при смазке окунанием (разбрызгиванием).

Для смазки цилиндрических и конических редукторов масло выбирают в зависимости от окружной скорости передачи, материала шестерни и средней температуры окружающей среды по графику на рис. 6-4. Для многоступенчатого редуктора выбирают масло средней вязкости из масел, рекомендуемых по графику на рис. 6-4 для каждой ступени.

Для смазки червячных редукторов масло выбирают в зависимости от скорости скольжения на начальном цилиндре червяка и средней температуры окружающей среды по графику на рис. 6-5.

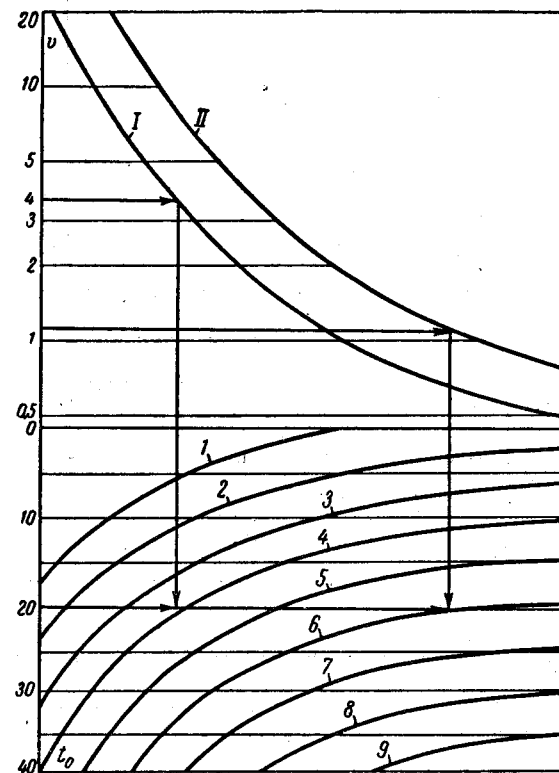


Рис. 6-4. График для выбора масла для цилиндрического редуктора.

$v$  — окружная скорость передачи, м/сек;  $t_0$  — средняя температура окружающей среды, °С; I — материал шестерни — сталь твердостью  $H_B = 200 - 250$ ; II — материал шестерни — сталь твердостью  $H_B = 250 - 350$ ; 1 — веретенное; 2 — веретенное; 3; 3 — машинное Л; 4 — машинное Т; 5 — машинное Т; 6 — автол 10; 7 — автол 18; 8 — брайсток Э; 9 — нигрол Л.

Для реверсивных зубчатых и червячных редукторов рекомендуется выбирать масла с вязкостью, на 10—15% большей найденной по графикам на рис. 6-4 и 6-5.

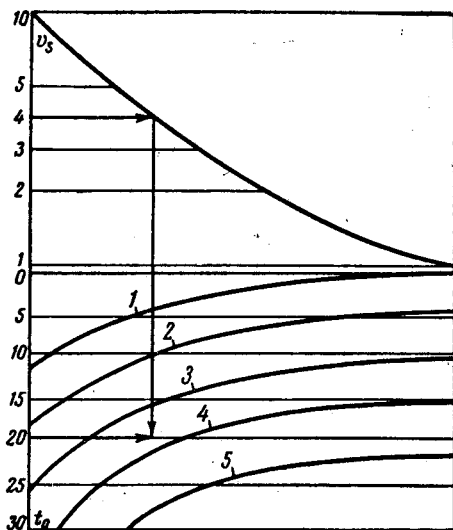


Рис. 6-5. График для выбора масла для червячного редуктора.

$v_s$  — скорость скольжения на начальном диаметре червяка, м/сек;  $t_0$  — температура окружающей среды; 1 — автол 10; 2 — автол 18; 3 — брайсток Э; 4 — нигрол Л; 5 — вискозин 7.

### Пример выбора масла для смазки цилиндрического реверсивного редуктора

Исходные данные:

а) материал шестерен I и II ступеней — сталь твердостью  $H_B = 200$ ;

б) окружные скорости передач:  $v_1 = 3,6$  м/сек (I ступень) и  $v_2 = 1,1$  м/сек (II ступень);

в) средняя температура окружающего воздуха  $t_0 = 20^\circ \text{C}$ .

По графику на рис. 6-4 находим сорта масел:

для I ступени — машинное Т;

для II ступени — автол 10.

Для смазки нереверсивного редуктора подходит масло средней вязкости — машинное Т, для реверсивного следует принять несколько более вязкое — автол 10.

### 6-9. РАСЧЕТ УСИЛИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ

В общем случае усилие, необходимое для передвижения тележки без учета сопротивления ветра, определяется по формуле

$$P = \frac{G}{0,5D} \left( f + \mu \frac{d}{2} \right) \alpha_p + G \operatorname{tg} \beta, \quad (6-17)$$

где  $G$  — вес тележки с грузом, кг;  
 $f$  — коэффициент трения качения;  
 $\mu$  — коэффициент трения в опорах ходовых колес;  
 $d$  — диаметр цапфы оси колеса, см;  
 $D$  — диаметр ходового колеса, см;  
 $\alpha_p$  — коэффициент, учитывающий трение реборд о рельсы;  
 $\beta$  — угол наклона рельсового пути (для стационарных рельсовых путей, например подкрановых путей мостовых кранов, обычно принимается  $\beta = 0$ ).

Коэффициенты  $f$ ,  $\mu$  и  $\alpha_p$  приводятся в табл. 6-13.

Таблица 6-13

Данные для расчета крановых механизмов передвижения и поворота

Наименование	Обозначение	Величины
Коэффициент трения качения:	$f$	
а) для ходовых колес с коническим ободом . . . . .		0,08—0,10
б) " колес с цилиндрическим ободом . . . . .		0,05—0,07
Коэффициент трения в цапфах и пятах:	$\mu$	
а) при подшипниках скольжения . . . . .		0,05—0,01
б) " " качения . . . . .		0,01—0,02
Коэффициент, учитывающий трения в ребордах ходовых колес:	$\alpha_p$	
а) при подшипниках скольжения . . . . .		1,2—1,6
б) " " качения . . . . .		2,0—4,0
Коэффициент сцепления колеса с рельсом при проверке на буксование:	$f_0$	
а) при работе в закрытом помещении . . . . .		0,20
б) " " на открытом воздухе . . . . .		0,15
в) в кранах, снабженных песочницами . . . . .		0,25

### 6-10. ХОДОВЫЕ КОЛЕСА И КАТКИ

В подъемно-транспортных машинах применяются два типа сочетаний форм обода колеса (катка) и головки рельса:

а) с первоначальным линейным контактом (рис. 6-6, а и б);

б) с первоначальным точечным контактом (рис. 6-6, в и г).

Обод ходового колеса (катка) проверяется на напряжение местного смятия. При линейном контакте, когда колесо вращается на жестко закрепленной оси и не может



самоустанавливаться для обеспечения прилегания линии касания обода к поверхности рельса (рис. 6-6,а), например в условиях работы ходовых колес кранов и крановых

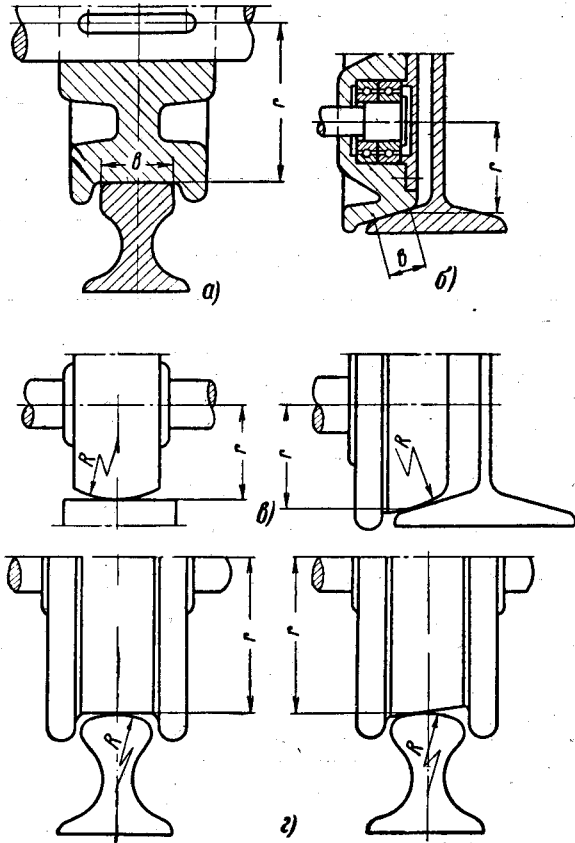


Рис. 6-6. Профили обода катка и головки рельса. а — цилиндрический обод с плоской головкой рельса; б — конический обод с наклонной поверхностью рельса; в — обод с выпуклой поверхностью на плоской поверхности головки рельса; г — цилиндрический и конический ободья с выпуклой головкой рельса.

тележек, напряжение местного смятия ( $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ ) определяется по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \sqrt{\frac{PE_{\text{пр}}}{br}}, \quad (6-18)$$

где  $P$  — расчетная нагрузка на колесо, определяемая по условиям работы соответствующего механизма,  $\kappa\Gamma$ ;  
 $b$  — ширина рабочей поверхности обода колеса,  $\text{см}$ ;  
 $r$  — радиус колеса,  $\text{см}$ ;  
 $E_{\text{пр}}$  — приведенный модуль упругости ( $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ ), определяемый по формуле

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

причем  $E_1$  — модуль упругости материала колеса;  
 $E_2$  — материала рельса.

Для стальных колес при  $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^8 \kappa\Gamma/\text{см}^2$

$$\sigma_{\text{см}} = 600 \sqrt{\frac{P}{br}}. \quad (6-19)$$

При линейном контакте, когда колесо вращается на оси, которая может самоустанавливаться (рис. 6-6,б), например в условиях работы бегунков эскалаторных ступеней, ходовых колес электроталей, катков кареток подвесных конвейеров, напряжение местного смятия ( $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ ) определяется по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = 0,342 \sqrt{\frac{PE_{\text{пр}}}{br \left(0,5 - f \frac{r}{b}\right)}}, \quad (6-20)$$

где  $f$  — коэффициент трения скольжения колеса по рельсу.

При точечном контакте (рис. 6-6,в и г) напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{3200}{\alpha_0} \sqrt[3]{\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R}\right)^2 P} [\kappa\Gamma/\text{см}^2], \quad (6-21)$$

где  $\alpha_0$  — коэффициент, зависящий от отношения меньшего из двух радиусов соприкасающихся поверхностей к большему; если радиус колеса  $r$  меньше радиуса выпуклости обода  $R$  (рис. 6-6,в) или радиуса выпуклости головки рельса (рис. 6-6,г), то коэффициент  $\alpha_0$  выбирается в зависимости от отношения  $r/R$ ; при  $R < r$  коэффициент  $\alpha_0$  выбирается в зависимости от отношения  $R/r$ .

Значения коэффициента  $\alpha_0$  приведены в табл. 6-14.

Таблица 6-14

Значения коэффициента  $\alpha_0$ 

$\frac{r}{R}$ (или $\frac{R}{r}$ )	1	1,5	2	3	4	6	10
$\alpha_0$	0,91	0,80	0,73	0,65	0,60	0,54	0,48

Значения  $E_{пр}$  для колес из различных материалов, работающих в контакте со стальными рельсами, и допускаемые напряжения местного смятия  $\sigma_{см}$  приведены в табл. 6-15.

Таблица 6-15

Приведенные модули упругости  $E_{пр}$  и допускаемые напряжения местного смятия  $\sigma_{см}$  для расчета ходовых катков

Материал колеса	Приведенный модуль упругости $E_{пр}$ , $\kappa\Gamma/см^2$	Твердость поверхности обода $H_B$	$\sigma_{см}$ , $\kappa\Gamma/см^2$	
			при линейном контакте	при точечном контакте
Сталь 45	2,1 · 10 <sup>6</sup>	≥217 350—450	4 500 7 500	11 000 18 000
Сталь 50Г2		≥241 350—450	5 500 8 500	13 000 22 000
Сталь 40ХН		≥255 350—450	5 500 8 500	13 000 22 000
Сталь 55Л		≥217 350—450	4 500 7 500	11 000 17 000
Сталь 33ХГС-Л		≥202 350—450	5 000 8 000	12 000 20 000
Чугун СЧ-15-32		1,25 · 10 <sup>6</sup>	163—229	2 500
Пластмасса "волокнит"	0,07 · 10 <sup>6</sup>	30	750	750

Для стальных колес с закаленным цилиндрическим ободом допускаемое напряжение смятия ориентировочно может быть определено по формуле  $\sigma_{см} = 25H_B [\kappa\Gamma/см^2]$  и аналогично для конических колес  $\sigma_{см} = 63H_B$ , где  $H_B$  — твердость поверхности по Бринеллю.

## 6-11. ВЫБОР КАНАТОВ

Канат выбирается по формуле

$$\frac{P}{S_s} \geq K, \quad (6-22)$$

где  $K$  — коэффициент запаса прочности каната, принимаемый в зависимости от типа подъемных устройств, характера и режима эксплуатации;

$S_s$  — максимальное натяжение каната,  $\kappa\Gamma$ ;

$P$  — разрывное усилие каната в целом ( $\kappa\Gamma$ ), принимаемое по таблице соответствующего ГОСТ на канаты; в грузоподъемных машинах принимаются следующие значения  $K$ :

а) машины с ручным приводом:  $K=4,5$ ;

б) то же с моторным приводом: от  $K=5$  (для легкого режима работы) до  $K=6$  (для тяжелого и непрерывного режима работы);

в) канаты лебедок для подъема людей:  $K=9$ .

Наименьший допускаемый диаметр барабана или блока, огибаемого канатом, определяется по формуле

$$D \geq d_k (e - 1), \quad (6-23)$$

где  $D$  — диаметр барабана или блока по дну канавки;

$d_k$  — диаметр каната;

$e$  — коэффициент, зависящий от типа подъемного устройства и режима его эксплуатации (табл. 6-16).

Диаметр уравнительного блока должен составлять не менее 0,6 диаметра рабочего блока.

У тельферов, транспортирующих расплавленный или раскаленный металл, кислоты, огнеопасные, взрывчатые и ядовитые вещества, независимо от режима эксплуатации коэффициент запаса прочности  $K$  должен быть не менее 6, а коэффициент  $e$  — не менее 25.

Отклонение направления каната во время работы от направления винтовой линии навивки на барабане рекомендуется принимать не более 1:40 для гладкого барабана и не более 1:10 для барабана с винтовой нарезкой для каната.

Таблица 6-16

Наименьшие допускаемые значения коэффициента  $e$ 

Тип грузоподъемной машины	Характер привода	$e$	
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стрелочных кранов и электроталей	Ручной	18	
	Машинный:		
	а) легкий режим;	20	
	б) средний	25	
	в) тяжелый и непрерывный	30	
Краны стрелочные	Ручной	16	
	Машинный:		
	а) легкий режим	16	
	б) средний	18	
	в) тяжелый и непрерывный	20	
Тали электрические	—	20	
Грейферные лебедки:			
	а) стреловых кранов	—	20
	б) грузоподъемных машин	—	30
Блоки грейферов	—	18	
Лебедки с ручным приводом	—	16	

## 6-12. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Потребное рабочее сечение гидравлического цилиндра или плунжера определяют, зная необходимое рабочее усилие, по формуле

$$S = \frac{T}{P}, \quad (6-24)$$

где  $T$  — рабочее усилие,  $кГ$ ;

$P$  — рабочее давление насоса,  $кГ/см^2$ ;

$S$  — рабочее сечение цилиндра,  $см^2$  (в случае подачи жидкости со стороны штока это сечение представляет собой разность сечений цилиндра и штока).

Для лопастных масляных насосов, развивающих предельное давление  $65 кГ/см^2$ , рабочее давление рекомендуется принимать не выше  $30 кГ/см^2$ , допуская в отдель-

ных случаях  $40 кГ/см^2$ . При предельных давлениях лопастные насосы работают недостаточно надежно и срок службы значительно сокращается.

По величине  $S$  определяется внутренний диаметр цилиндра, который округляется до ближайшего нормального размера, обеспечиваемого применением стандартной трубы или готового цилиндра.

Диаметр цилиндра необходимо увязывать с его длиной, определяемой величиной потребного хода поршня. Максимальная длина цилиндра не должна превышать 10—12 диаметров цилиндра. В виде исключения можно допустить длину цилиндра, равную 12—15 диаметрам, обращая особое внимание на условия работы уплотнений цилиндра и жесткость штока.

В целях унификации цилиндров можно применять параллельную установку двух цилиндров с присоединением штоков к одному рабочему органу.

Помимо данных силового расчета, диаметр цилиндра следует увязывать с технологическими возможностями изготовления цилиндра с учетом имеющихся в распоряжении оборудования и оснастки.

Потребную производительность насоса определяют исходя из величин сечения цилиндра и необходимой скорости движения штока по формуле

$$Q = 0,1Sv, \quad (6-25)$$

где  $S$  — рабочее сечение цилиндра,  $см^2$ ;

$v$  — скорость движения штока,  $м/мин$ ;

$Q$  — производительность насоса,  $л/мин$ .

Лопастные масляные насосы серии Л выпускаются производительностью 12, 35, 50, 70 и 100  $л/мин$ . Если производительность насоса не обеспечивает обоснованно выбранной скорости движения штока, возможна параллельная установка двух и более насосов.

Для ответственных механизмов электрических печей применяются высокопроизводительные радиально-поршневые насосы типа НПМ-713Б с максимальным давлением 100 ат и регулируемой производительностью до 200  $л/мин$ . Эти насосы значительно надежнее в работе, чем лопастные.

Для гидравлических механизмов с небольшими рабочими усилиями наиболее целесообразно применение простых по конструкции и надежных в эксплуатации шестеренных насосов, выпускаемых отечественной промышлен-

ностью на рабочее давление до 15 ат. Для гидравлических приводов с весьма значительными усилиями в тяжелом машиностроении применяются плунжерные насосы, развивающие давление порядка 250—300 ат.

### 6-13. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

Основными элементами гидравлического привода являются:

- а) напорная установка (насос, бак, аккумулятор и пр.);
- б) гидравлическая аппаратура управления и контроля (золотники или распределители, разгрузочные и обратные клапаны, дроссели, манометры, осевые пилоты и пр.);
- в) гидравлические цилиндры и плунжеры;
- г) трубопроводы и соединительная арматура.

Напорная установка и гидроаппаратура в основном комплектуются из покупного оборудования, изготавливаемого специализированными заводами.

При конструировании напорной установки следует прежде всего учитывать, что насосы высокого давления обладают весьма ограниченной всасывающей способностью (высота всасывания насосов обычно не превышает 0,5 м). Наиболее целесообразна такая установка насоса, при которой его всасывающее отверстие находится несколько ниже уровня жидкости бака. Конструкция бака должна позволять выделяться пузырькам воздуха из жидкости перед поступлением ее в насос. Это достигается, в частности, правильным выбором емкости бака и устройством в баке перегородок между местами забора и слива жидкости.

Работоспособность гидравлического привода в значительной мере зависит от конструкции и тщательности изготовления основного рабочего органа — гидравлического цилиндра. В гидравлическом цилиндре имеются следующие узлы уплотнения, в основном определяющие надежность и бесперебойность работы:

- а) уплотнение крышек в местах неподвижного примыкания к корпусу цилиндра;
- б) уплотнение поршня в месте скользящего соприкосновения с внутренней поверхностью («зеркалом») цилиндра;
- в) уплотнение поршня в месте неподвижного соединения штока с поршнем;
- г) уплотнение штока в месте скользящего соприкосно-

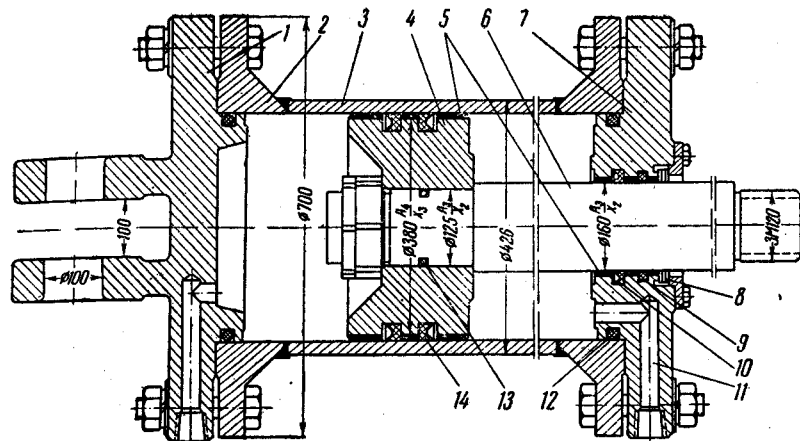


Рис. 6-7. Гидравлический цилиндр на рабочее давление до 100 ат.

1 — задняя крышка; 2 — фланец; 3 — труба; 4 — поршень; 5 — бронзовая накладка; 6 — шток; 7 — передняя крышка; 8 — очиститель штока (пакет листов мягкой стали); 9, 12 и 13 — уплотняющие кольца (резиновая смесь); 10 и 14 — манжеты (резиновая смесь); 11 — канал для подвода рабочей жидкости.

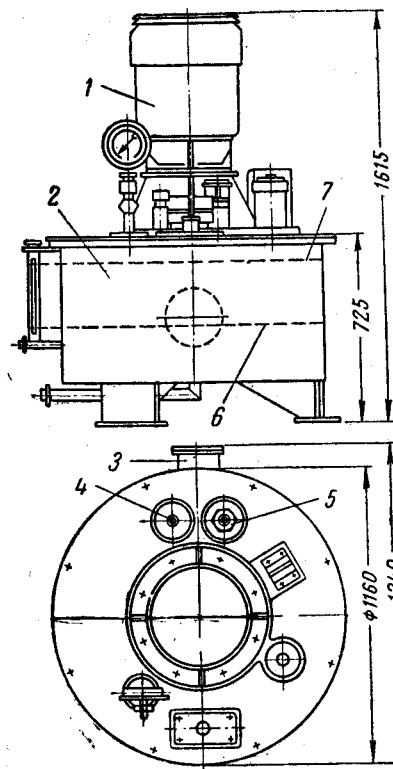


Рис. 6-8. Маслонапорная установка с лопастным насосом ЛЗФ-100 производительностью 100 л/мин.

1 — электродвигатель АО-72-6; 2 — масляный бак с рабочим объемом 210 л; 3 — патрубок для присоединения дополнительного масляного бака; 4 — патрубок напорного трубопровода; 5 — патрубок возвратного трубопровода; 6 — нижний уровень масла; 7 — верхний уровень масла.

вения с внутренней поверхностью направляющей втулки крышки.

На рис. 6-7 показана разработанная Гипроуглемашем типовая конструкция гидравлического цилиндра, оправдавшая себя в эксплуатации различных механизмов угольного машиностроения.

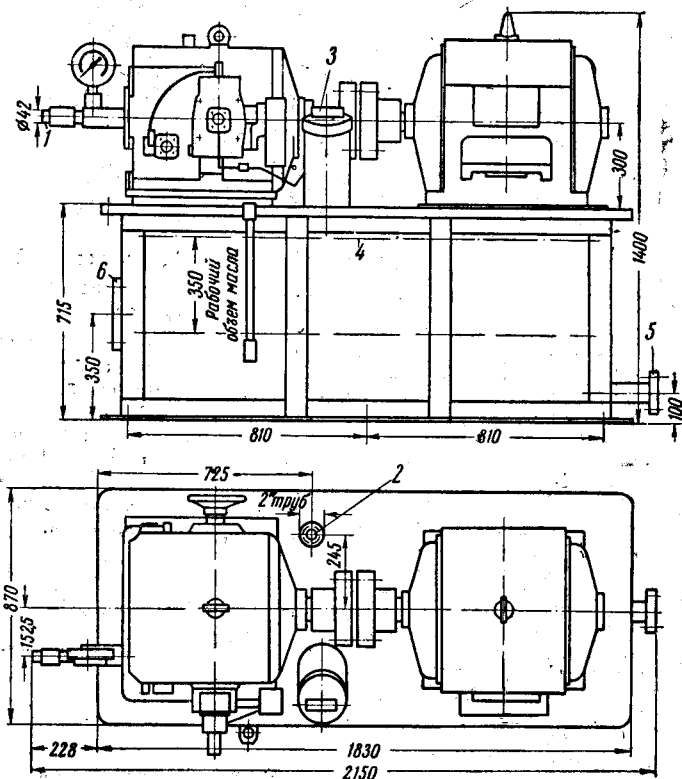


Рис. 6-9. Маслонапорная установка с радиально-поршневым насосом производительностью 200 л/мин.

1 — напорный трубопровод; 2 — сливной трубопровод; 3 — фильтр для заливки масла; 4 — нормальный уровень масла; 5 — патрубок для слива масла из бака; 6 — патрубок для присоединения дополнительного бака.

На рис. 6-8 представлена типовая маслонапорная установка максимальной производительностью 100 л/мин с лопастным насосом типа ЛЗ-Ф, поставляемая с электрическими печами, имеющими гидравлический привод механизмов.

Маслонапорная установка максимальной производительностью 200 л/мин с радиально-поршневым насосом типа НРМ-713Б, поставляемая с дугowymi сталеплавильными серии ДСВ, показана на рис. 6-9.

Как указывалось выше, для удовлетворительной работы механизмов с гидравлическим приводом существенное значение имеет тщательный и квалифицированный уход за гидросистемой. Ниже приводятся основные правила эксплуатации гидропривода строительных и дорожных машин [Л. 11], из которых нетрудно сделать вывод, что гидропривод по сравнению с электромеханическим в процессе эксплуатации требует гораздо большего внимания со стороны обслуживающего персонала.

#### Основные правила эксплуатации гидропривода строительных и дорожных машин

1. Особое внимание следует уделять контролю фильтров, которые должны прочищаться раз в три смены. Кроме того, необходимо всю систему гидропривода через каждые 60 смен освобождать от рабочей жидкости, промывать керосином и снова заряжать жидкостью, пропущенной через мелкий фильтр.

2. К деталям гидропривода, подвергающимся износу, относятся уплотнения выхода вала насоса, вращающиеся части насоса, все мягкие уплотнения и направляющие втулки силовых цилиндров. Срок службы набивки шестеренчатых насосов достигает 200—300 ч, лопастных насосов — 500 ч. Срок службы вращающихся частей шестеренчатых насосов доходит до 6000 ч.

Лопастные насосы в стационарных условиях выдерживают до 3000 ч работы под полной нагрузкой. При этих условиях и сравнительно малой стоимости насоса изношенный насос целесообразно заменять новым, а не ремонтировать.

Срок службы мягких уплотнений силовых цилиндров в нормальных условиях несколько превосходит срок службы насоса; заменять их следует при капитальном ремонте гидропривода одновременно с заменой насоса. В это же время рекомендуется сменить в силовых цилиндрах втулки и направляющий шток.

3. После проверки предохранительного клапана манометр должен быть снят с гидропривода, так как обычный манометр не приспособлен к длительной работе с объемным гидроприводом и портится вследствие колебаний давления, неизбежных при работе гидропривода.

4. Характеристики масел, применяемых в гидроприводах строительных-дорожных машин, приведены в табл. 6-17.

Для гибких маслопроводов гидравлических и смазочных систем применяются резиновые рукава с металлическими оплетками. Рукава состоят из внутреннего резинового слоя, текстильных и металлических оплеток, промежуточного и наружного резиновых слоев.

Основные данные рукавов по ГОСТ 6286-52 приведены в табл. 6-18.

Таблица 6-17

## Характеристики масел для гидроприводов строительно-дорожных машин

Тип масла	Кинематическая вязкость, <i>сст</i>	Температура вспышки, °С (не ниже)	Температура застывания, °С (не выше)
Трансформаторное по ГОСТ 982-53 . . . . .	9,6	135	-45
Индустриальное 12 по ГОСТ 1707-51 . . . . .	10—14	165	-30
То же 20 . . . . .	17—23	170	-20
„ „ 45 . . . . .	38—52	190	-10

Таблица 6-18

## Основные данные резиновых рукавов высокого давления

Внутренний диаметр <i>d</i> , мм	Наружный диаметр <i>D</i> , мм	Число оплеток		Толщина резиновых слоев, мм не менее		Давление, кг/см <sup>2</sup>			Длина рукава, м	Вес 1 м рукава, кг
		текстильных	резиновых	внутреннего	наружного	рабочее	испытательное	разрывное		
8 <sup>+0,5</sup> <sub>-0,3</sub>	21±1,5	2	2	2	1,2	150	300	500	0,3—1,5	0,78
12 <sup>+0,5</sup> <sub>-0,3</sub>	25±1,5	2	2	2	1,2	150	300	500	0,3—1,5	0,91
20 <sup>+0,5</sup> <sub>-0,3</sub>	38±1,5	2	2	2	1,2	150	300	500	0,3—1,5	2,05
25 <sup>+0,5</sup> <sub>-0,3</sub>	49±1,5	2	3	2	1,2	150	300	500	0,3—1,5	3,5

В качестве жидкости при испытании рукавов могут быть использованы: вода, масло, керосин или спирто-глицериновая смесь.

Рукава должны быть маслостойкими и выдерживать температуру 70°С. Гарантийный срок хранения рукавов — 1 год.

Пример обозначения рукава внутренним диаметром 25 мм и длиной 1 200 мм:

Рукав 25, *l*=1 200 ГОСТ 6286-52.

## Пневматические цилиндры

Пневматические цилиндры нормально работают при температуре окружающей среды от -35 до +80°С. Рабочее давление воздуха принимается равным 4—6 кг/см<sup>2</sup>. Выбор внутреннего диаметра цилиндра должен производиться по расчетному усилию, увеличенному на 15% для учета сопротивлений трения и потерь воздуха.

Нормалами Уралмашзавода предусматриваются следующие основные размеры цилиндров (табл. 6-19).

Таблица 6-19

## Основные данные пневматических цилиндров

Диаметр поршня <i>D</i> , мм	100	150	200	250	300	360	400
Диаметр штока <i>d</i> , мм	30	40	50	70	70	90	90
Наибольший ход штока <i>B</i> , мм	500	600	800	1 000	1 000	1 200	1 200
Усилие на штоке (кг) при давлении воздуха 4 кг/см <sup>2</sup>	Шток тянет	285	655	1 180	1 810	2 670	3 820
	Шток толкает	315	710	1 260	1 960	2 830	4 070

Если в ведомом механизме не предусматриваются специальные внешние ограничители хода для крайних положений поршня и требуется предотвратить удары поршня

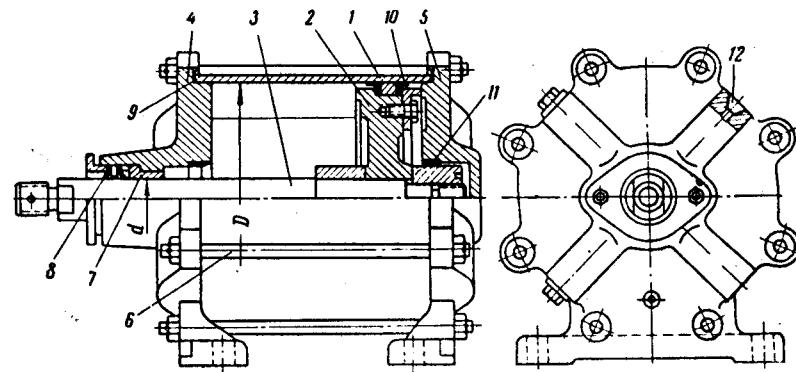


Рис. 6-10. Пневматический цилиндр типа Л (на лапах) конструкции Уралмашзавода.

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — крышка передняя; 5 — крышка задняя; 6 — стяжка; 7 — направляющая штока; 8 — уплотнение штока; 9 — уплотнение крышки; 10 — уплотнение поршня; 11 — втулка воздушного буфера; 12 — гнездо штуцера воздухоподвода.

в крышки цилиндра, то целесообразно применение пневматических цилиндров с воздушными буферами.

По характеру установки пневматические цилиндры выполняются двух видов: с жестким креплением (на лапах) и шарнирным креплением (на цапфах). Уплотнение штока и поршня осуществляется манжетами. Пневматический цилиндр на лапах конструкции Уралмашзавода показан на рис. 6-10.

В условиях высоких температур, характерных для многих механизмов электрических печей, уплотнение пневматических цилиндров в виде мягких манжет (из кожи, резины или полихлорвинила) часто оказывается неработоспособным. Для таких условий целесообразно применение поршней с чугунными поршневыми кольцами. В этих случаях пневматические цилиндры чаще всего выполняются одностороннего действия (с толкающим штоком), а обратный ход поршня осуществляется за счет пружины или груза. В цилиндрах одностороннего действия отпадает необходимость воздушного уплотнения штока в месте прохода через направляющую втулку крышки цилиндра.

#### 6-14. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

##### а) Общие сведения

В приводах механизмов электрических печей наибольшее распространение имеют трехфазные асинхронные электродвигатели единой серии А, АО или АОЛ 3—9-го габаритов и трехфазные асинхронные крановые электродвигатели МТ (с фазным ротором) и МТК (с короткозамкнутым ротором).

По условиям работы электротермического оборудования в металлургических и термических цехах наиболее целесообразны электродвигатели закрытого исполнения АО и АОЛ, а также крановые. Лишь для оборудования, устанавливаемого в чистых вентилируемых помещениях, следует допускать обычные защищенные исполнения электродвигателей. Для механизмов с небольшой приводной мощностью могут применяться малые асинхронные электродвигатели мощностью до 600 *вт* единой серии 0—3-го габаритов закрытого исполнения.

При особых требованиях к регулированию скорости в отдельных механизмах электрических печей применяются электродвигатели постоянного тока серий ПЛ и ПН (защищенного исполнения), ПНЗ (закрытого исполнения), а также краново-металлургические серий КПДН и ДП.

Крановые двигатели обладают повышенной перегрузочной способностью и имеют меньшие маховые массы вращающихся частей, чем двигатели, выпускаемые для общепромышленного электропривода и предназначенные для длительной работы.

Ниже приводятся основные технические данные некоторых типов асинхронных электродвигателей и электродвигателей постоянного тока.

##### б) Электродвигатели постоянного тока серии ПЛ

Электродвигатели серии ПЛ имеют параллельное возбуждение и выпускаются защищенными от случайного прикосновения к вращающимся частям, а также от попадания внутрь машины посторонних предметов и капель воды, падающих отвесно.

По способу монтажа электродвигатели имеют формы исполнения: Щ2/ФЗ — со станиной на лапах и фланцевым щитом и ФЗ — со станиной без лап и фланцевым щитом для горизонтальной установки. Форма исполнения ФЗ аналогична формам исполнения В1 и В2 со станиной без лап и фланцевым щитом для вертикальной установки со свободным концом вала, направленным вниз или вверх. При вертикальной установке электродвигатели не имеют защиты от попадания внутрь капель воды.

Подшипники при вертикальной установке двигателей не допускают добавочной осевой нагрузки, так как они рассчитаны только на вес ротора с муфтой. Присоединение двигателя к механизму возможно как соединительной муфтой, так и ременным шкивом. Все двигатели серии ПЛ могут кратковременно перегружаться трехкратным номинальным моментом без повреждения коллектора или щеток. Допускается повышение скорости вращения на 25% сверх номинальной путем ослабления возбуждения.

По требованию заказчика электродвигатели серии ПЛ снабжаются устройством для подавления помех радиоприему, располагаемым на верхней части станины вместо обычной коробки выводов.

В табл. 6-20 приведены технические данные электродвигателей серии ПЛ.

##### в) Асинхронные электродвигатели мощностью до 600 *вт*

Серия малых асинхронных электродвигателей состоит из электродвигателей трехфазного тока (АОЛ) и однофазного тока (АОЛБ) с синхронными скоростями вращения 1500 и 3000 *об/мин*. Все двигатели этой серии имеют закрытое обдуваемое исполнение.

По способу монтажа электродвигатели нулевого, первого и второго габаритов предусмотрены в форме исполнения Щ2/ФЗ — со станиной на лапах и фланцем на щите и в форме исполнения ФЗ — со станиной без лап и фланцем на щите для горизонтальной установки. Форма исполнения ФЗ аналогична формам исполнения В1 и В2 для

Таблица 6-20

## Технические данные электродвигателей серии ПЛ

Тип электро- двигателя	Номинальная мощность на валу, <i>вт</i>	При номинальной нагрузке				Вес двигателя (кг) при фор- ме исполне- ния		Маховой момент якоря, <i>кг·см²</i>
		скорость вращения, <i>об/мин</i>	ток электро- двигателя ( <i>a</i> ) при напряже- нии		К. п. д., %	Щ2/Ф3	Ф3	
			110 в	220 в				
ПЛ-051	30	2 700	0,68	0,34	40	2,1	2,0	5
ПЛ-052	50	2 700	0,96	0,48	47	2,6	2,5	7
ПЛ-061	80	2 700	1,4	0,7	52	3,7	3,6	13
ПЛ-062	120	2 700	1,9	0,95	57	4,5	4,4	16
ПЛ-072	270	2 700	3,8	1,9	65	7,3	7,1	35
ПЛ-061	50	1 400	0,9	0,45	50	3,8	3,7	13
ПЛ-062	80	1 400	1,3	0,65	55	4,5	4,4	16
ПЛ-072	180	1 400	2,6	1,3	64	7,5	7,3	35

вертикальной установки со свободным концом вала, направленным вниз или вверх.

Однофазные электродвигатели третьего габарита изготовляются в алюминиевой оболочке в форме исполнения Щ2 со станиной на лапах.

Подшипники при вертикальной установке электродвигателей не допускают добавочной осевой нагрузки, так как они рассчитаны только на вес ротора с муфтой. Технические данные электродвигателей АОЛ см. табл. 6-21.

Таблица 6-21

## Основные технические данные электродвигателей АОЛ

Тип электро- двигателя	Номинальная мощность на валу, <i>вт</i>	При номинальной нагрузке			$M_{нач}$ $M_{ном}$	$M_{макс}$ $M_{ном}$	Вес двигателя (кг) при форме исполнения		Маховой момент ротора <i>кг·см²</i>
		скорость вращения, <i>об/мин</i>	К. п. д., %	$\cos \varphi$			Щ2/Ф3	Ф3	
АОЛ-011-4	50	1 390	43	0,62	1,3	1,7	3,0	2,9	12
АОЛ-012-4	80	1 390	52	0,65	1,3	1,7	3,5	2,4	14
АОЛ-11-4	120	1 400	58	0,72	1,8	2,0	4,7	4,5	22
АОЛ-12-4	180	1 400	62	0,74	1,8	2,0	5,6	5,4	26
АОЛ-21-4	270	1 400	66	0,75	1,8	2,0	7,3	7,0	52
АОЛ-22-4	400	1 400	70	0,76	1,8	2,0	8,9	8,6	64

Таблица 6-22  
Технические данные крановых асинхронных электродвигателей типа МТ

Величины	Тип двигателя	Режим работы ПВ-25%. Двигатели закрытые с внешним обдувом						Кратность максимально- го момента к номиналь- ному при ПВ-25%	Напряже- ние между кольцами ротора, в	GD <sup>2</sup> , кг·м²
		Линейный ток статора ( <i>a</i> ) при напряжении, в			cos $\varphi$	η, %	Ток рото- ра, в			
		220	380	500						
1	МТ 11-6	2,2	7,2	5,5	0,72	64,0	2,3	135	0,17	
	МТ 12-6	3,5	10,3	7,8	0,73	70,0	2,5	204	0,27	
2	МТ 21-6	5,0	14,9	11,3	0,68	74,5	2,9	164	0,41	
	МТ 22-6	7,5	20,9	15,9	0,69	78,5	2,8	227	0,57	
3	МТ 31-6	11,0	28,4	21,6	0,71	82,5	3,1	200	1,05	
	МТ 31-8	7,5	21,2	16,1	0,69	77,5	2,6	185	1,05	
4	МТ 41-8	11,0	30,8	23,4	0,67	81,0	2,9	155	1,86	
	МТ 42-8	16,0	42,5	32,3	0,69	82,5	3,0	222	2,70	
5	МТ 51-8	22,0	56,5	43,0	0,70	84,5	3,0	197	4,40	
	МТ 52-8	30,0	71,6	54,4	0,74	86,0	3,0	257	5,70	
6	МТ 61-10	30,0	80	60,8	0,67	84,5	3,3	142	13,0	
	МТ 62-10	45,0	110	83,5	0,71	87,5	3,2	206	17,5	
	МТ 63-10	60,0	133	101	0,77	88,5	2,9	253	22,0	
7	МТ 71-10	80,0	190	145	0,71	89,5	3,3	294	40,0	
	МТ 72-10	100	239	182	0,71	89,5	3,3	368	48,0	
	МТ 73-10	125	286	218	0,73	90,5	3,4	442	57,0	



Технические данные краново-металлургических электродвигателей серии ДП смешанного возбуждения

Величина	Тип двигателя	Тихоходное исполнение				Быстроходное исполнение				Максимальная скорость вращения, об/мин	GD <sup>2</sup> , кг·м <sup>2</sup>
		ПВ-25 %		Непрерывная работа в течение 1 ч		ПВ-25%		Непрерывная работа в течение 1 ч			
		Мощность на валу, квт	Скорость вращения, об/мин	Мощность на валу, квт	Скорость вращения, об/мин	Мощность на валу, квт	Скорость вращения, об/мин	Мощность на валу, квт	Скорость вращения, об/мин		
I	ДП-12	2,5	1 340	2,0	1 430	5,0	1 480	4,0	1 580	3 300	0,2
II	ДП-21 ДП-22	4,0	1 120	3,2	1 220	7,0	1 430	6,5	1 470	3 200	0,5
		5,5	1 020	4,5	1 060	11	1 330	9,0	1 390	3 000	0,62
III	ДП-31 ДП-32	7,5	870	7,0	900	14	1 200	14	1 190	2 600	1,2
		10,5	780	10	790	19	1 150	19	1 170	2 300	1,7
IV	ДП-41 ДП-42	14	710	14,5	700	28	1 020	29	1 020	2 200	3,2
		19	660	20	640	38	950	38	950	2 100	4,2
V	ДП-52	28	710	30	710					2 100	7,5
VI	ДП-62	40	610	45	600					1 800	16
VII	ДП-72	64	500	75	510					1 800	33
VIII	ДП-82	90	485	100	470					1 500	68

Примечание. В серии ДП, помимо двигателей смешанного возбуждения, предусматриваются также двигатели последовательного и параллельного возбуждения.

Таблица 6-23  
Технические данные крановых асинхронных электродвигателей МТК (для ПВ-25%)

Величины	Тип двигателя	Мощность на валу, квт	Скорость вращения, об/мин	К. п. д., %	cos φ	Кратность пускового тока	Кратность максимального момента	GD <sup>2</sup> , кг·м <sup>2</sup>
1	МТК 11-6	2,2	883	68,5	0,76	3,3	2,6	0,16
	МТК 12-6	3,5	875	70,5	0,78	3,6	2,6	0,25
2	МТК 21-6	5,0	910	75	0,75	4,3	3,1	0,39
	МТК 22-6	7,5	905	77,5	0,76	4,4	3,1	0,55
3	МТК 31-6	11,0	920	81	0,78	5,1	3,4	1,0
	МТК 31-8	7,5	682	78	0,76	4,5	3,0	1,0
4	МТК 41-8	11,0	685	79	0,73	4,5	3,2	1,78
	МТК 42-8	16,0	685	80,5	0,76	4,8	3,3	2,60
5	МТК 51-8	22,0	692	82,5	0,77	5,0	3,1	4,2
	МТК 52-8	28,0	695	83,5	0,79	5,2	3,2	5,5

## 6-15. КОНЕЧНЫЕ ВЫКЛЮЧАТЕЛИ

В электрических печах чаще всего применяются конечные выключатели двух типов: ВК-211 и КУ-131. Оба эти выключателя имеют одинаковые электрические характеристики: номинальный ток 6 а, напряжение до 500 в, выключение моментное, число контактов 1 н. з. и 1 н. о. Различие заключается в конструктивном исполнении: выключатель ВК-211 для управления станочными механизмами обладает небольшими габаритами и весом и требует значительной точности установки; выключатель КУ-131 для кранового оборудования является более громоздким аппаратом и допускает меньшую степень точности установки (рис. 6-11 и 6-12).

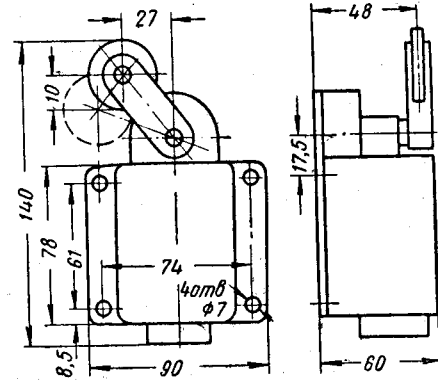


Рис. 6-11. Конечный выключатель типа ВК-211.

Выключатели ВК-211 можно рекомендовать только для механизмов с гарантированным точным взаиморасположением выключателя и подвижной нажимной планки механизма, например при установке нажимной планки на валу или детали, перемещающейся в обработанных направляющих.

Выключатель КУ-131 может применяться для более грубых условий установки, характерных для большинства механизмов электрических печей. При установке любого

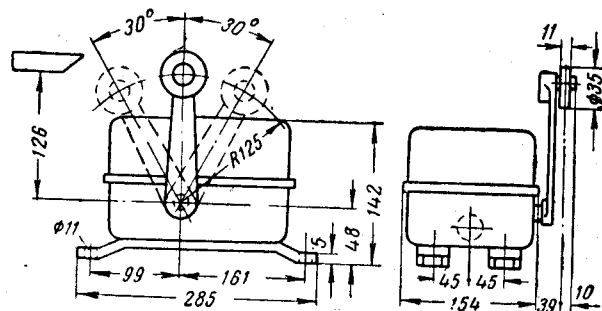


Рис. 6-12. Конечный выключатель типа КУ-131.

конечного выключателя в печных механизмах необходимо учитывать возможность воздействия на него и токоподвод к нему высокой температуры, а также механических повреждений в эксплуатационных условиях. В условиях металлургического оборудования, как правило, следует устанавливать взамен конечных выключателей более удобные в эксплуатации и надежные в работе командоаппараты.

#### 6-16. КОМАНДОАППАРАТЫ

Командоаппараты кулачковые регулируемые применяются в качестве путевых и конечных выключателей в электроприводах, требующих точности и надежности управления. Основными преимуществами командоаппаратов перед обычными конечными выключателями типов ВК или КУ являются:

а) надежность работы командоаппарата, постоянно связанного с приводом, а не с рабочим органом механизма;

б) увеличенное количество управляемых цепей;

в) простота разводок цепей управления за счет сосредоточения точек присоединения проводов в одном командоаппарате, расположенном вблизи привода.

Командоаппарат имеет один или два барабана с регулируемыми пластмассовыми кулачками, позволяющими посредством перестановки их осуществлять различные схемы переключений. Контакты снабжаются устройствами моментного размыкания. Вал барабана вращается в ша-

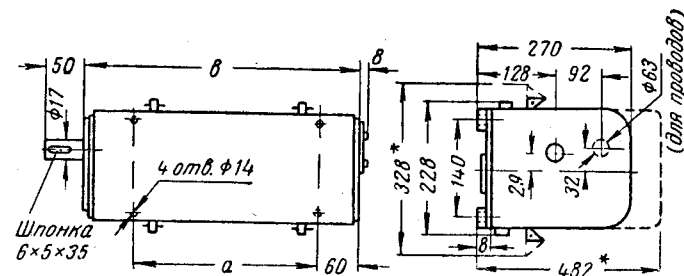


Рис. 6-13. Командоаппараты КА-4024, КА-4044 и КА-4054 (без редуктора)\*; габаритные размеры с открытыми замками и снятым кожухом.

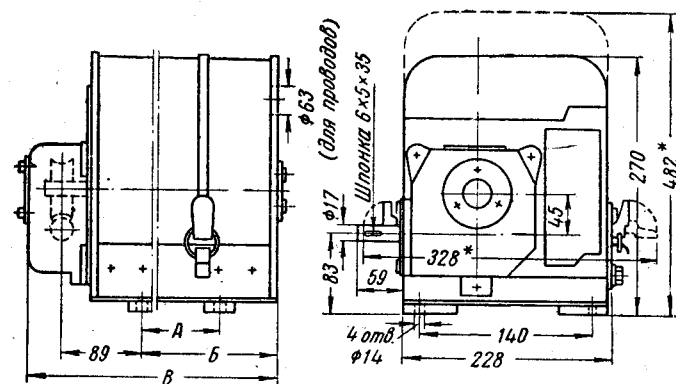


Рис. 6-14. Командоаппараты КА-4028, КА-4048 и КА-4058 (с редуктором); \* — габаритные размеры с открытыми замками и снятым кожухом.

рикоподшипниках. Максимальная скорость вращения барабана равна 60 об/мин. Для включения одного контакта к валу барабана необходимо приложить крутящий момент, равный около 25 кг·см. Для отключения одного контакта требуется крутящий момент, равный около 16 кг·см. Угловая погрешность командоаппаратов не превышает  $\pm 0,35^\circ$ . При наличии реверса расстояние между отклю-

чающим и включающим кулачками должно быть не меньше 18°. Нормальным является защищенное исполнение коммандоаппарата.

Коммандоаппараты могут применяться в цепях с напряжением до 500 в, причем замкнутые контакты допускают длительную нагрузку до 15 а и кратковременную до 75 а постоянного и переменного тока. Максимальные токи размыкания контактов: 15 а — при переменном токе и 2 а — при постоянном токе напряжением 220 в. В механизмах электрических печей находят применение однобарабанные коммандоаппараты типов КА 4024, КА 4044 и КА 4054 без редуктора (рис. 6-13 и табл. 6-25), а также типов КА 4028, КА 4048 и КА 4058 со встроенным редуктором с передаточным отношением 1:30 или 1:5 (рис. 6-14 и табл. 6-26).

Таблица 6-25

Основные данные коммандоаппаратов КА-4024, КА-4044 и КА-4054

Тип аппарата	Каталожный номер аппарата	Число			Размеры, мм		Вес, кг	Примечание
		барабанов	цепей	кулачков на 1 шайбе	а	б		
КА-4024	404024-1	1	2	2	80	203	17,0	Конец вала свободен То же
КА 4044	404044-1	1	4	2	182	305	21,0	
КА-4045	404054-1		6		284	407	24,0	

Таблица 6-26

Основные данные коммандоаппаратов КА-4028, КА-4048 и КА-4058

Тип аппарата	Каталожный номер аппарата	Число			Размеры, мм			Вес, кг	Передаточное число замедляющего редуктора
		барабанов	цепей	кулачков на одной шайбе	А	Б	В		
КА-4028-1	404028-1	1	2	2	80	203	269	24,5	1:30
КА-4028-2	404028-2	1	2	2					1:5
КА-4048-1	404048-1	1	4	2	182	306	371	29,5	1:30
КА-4048-2	404048-2	1	4	2					1:5
КА-4058-1	404058-1	1	6	2	284	407	473	34,0	1:30
КА-4058-2	404058-2	1	6	2					1:5

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

7-1. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ КОНСТРУКЦИОННОЙ УГЛЕРОДИСТОЙ СТАЛИ ОБЫКНОВЕННОГО КАЧЕСТВА

По классификации, установленной ГОСТ 380-50, поставка стали обыкновенного качества производится с гарантией механических качеств (по группе А) или химического состава (по группе В).

Химический состав стали, поставляемой по группе В, приведен в табл. 7-1.

Таблица 7-1

Химический состав конструкционной углеродистой стали обыкновенного качества (%) по ГОСТ 380-50

Марки стали	С	Mn	Si		S	P
			в кипящей стали	в спокойной и полуспокойной стали		
					не более	

Мартеновская сталь

М Ст. 0	≤0,23	—	Следы	—	0,06	0,07
М Ст. 1	0,07—0,12	0,35—0,50	"	—	0,055	0,05
М Ст. 2	0,09—0,15	0,35—0,50	"	—	0,055	0,05
М Ст. 3	0,14—0,22	0,4—0,65	"	0,12—0,3	0,055	0,05
М Ст. 4	0,18—0,27	0,4—0,7	"	0,12—0,3	0,055	0,05
М Ст. 5	0,28—0,37	0,5—0,8	"	0,17—0,35	0,055	0,05
М Ст. 6	0,38—0,50	0,5—0,8	"	0,17—0,35	0,055	0,05
М Ст. 7	0,5—0,63	0,55—0,85	—	0,17—0,35	0,065	0,05

Бессемеровская сталь

Б Ст. 0	≤0,14	—	—	—	0,07	0,09
Б Ст. 3	≤0,12	0,25—0,55	Следы	0,1—0,35	0,065	0,085
Б Ст. 4	0,12—0,2	0,35—0,55	"	0,1—0,35	0,065	0,085
Б Ст. 5	0,17—0,3	0,5—0,8	—	0,1—0,35	0,065	0,085
Б Ст. 6	0,26—0,4	0,6—0,9	—	0,1—0,35	0,065	0,085

Механические свойства сортовой и фасонной стали, поставляемой по группе А, приведены в табл. 7-2.

Таблица 7-2

### Механические свойства сортовой и фасонной стали по ГОСТ 380-50

Марка стали	Предел прочности при растяжении $\sigma_{вр}$ , кг/мм <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_{т}$ , кг/мм <sup>2</sup> не менее	Относительное удлинение, %	
			$\delta_{10}$	$\delta_5$
			не менее	
Ст. 0	32—47	19	18	22
Ст. 1	32—40	—	28	33
Ст. 2	34—42	22	26	31
Ст. 3	38—40	24	23	27
	41—43	24	22	26
	44—47	24	21	25
Ст. 4	42—44	26	21	25
	45—48	26	20	24
	49—52	26	19	23
Ст. 5	50—53	28	17	21
	54—57	28	16	20
	58—62	28	15	19
Ст. 6	60—63	31	13	15
	64—67	31	12	14
	68—72	31	11	13
Ст. 7	70—74	—	9	11
	75—79	—	8	10
	80 и более	—	7	9

### 7-2. ВЫБОР МАРК И СОРТАМЕНТА МЕТАЛЛА

Для изготовления большинства металлоконструкций общего назначения обычно применяются стали марок Ст. 0 и Ст. 3.

В электрических печах значительная часть металлоконструкций состоит из нерасчетных элементов (кожухи и каркасы печей, рамы механизмов и приводов, а также прочие вспомогательные металлоконструкции). Для изго-

товления таких металлоконструкций вполне оправдывается применение стали марки Ст. 0. Лишь для отдельных печных металлоконструкций, подверженных значительным статическим и динамическим нагрузкам, может быть оправдано применение Ст. 3 и других марок стали с повышенными механическими свойствами (корпуса печей, работающих под давлением или вакуумом, нагруженные опорные балки, колонны, стенки порталов, консоли и др.).

При изготовлении металлоконструкций электрических печей целесообразно использовать широкополосную сталь (так называемый универсал), выпускаемую заводами черной металлургии, следующих нормальных размеров: толщиной 4—50 мм, шириной 400—1050 мм и длиной 5000—18000 мм.

Для ориентировки при конструировании в табл. 7-3 дано сравнение средней стоимости некоторых марок и видов стального проката.

Таблица 7-3

### Сравнение средних стоимостей по маркам и видам стального проката

Виды проката	Стоимость проката (%) без приплат для разных марок стали		
	Ст. 0	Ст. 3	Ст. 3 мостовая
Широкополосная сталь („Универсал“)	83	96	119
Лист	100	120	144
Балки двутавровые	90	103	134
Швеллеры	93	105	136
Уголки	100	113	144

При выборе профилей и размеров проката необходимо учитывать, что большое разнообразие ассортимента проката в разрабатываемых конструкциях не только затрудняет условия снабжения заводов-изготовителей электрических печей, но и осложняет изготовление, зачастую сводя на нет экономию металла от выбора промежуточных малоупотребительных профилей.

В табл. 7-4 приведены минимальные нормы отпуска с заводов-поставщиков стального проката.

Таблица 7-4

**Нормы заказа и отпуска прокатной стали  
с заводов-поставщиков**

Виды проката		Минимальное общее количество по одному заказу, <i>т</i>	Минимальное количество одной марки, профиля, размера, <i>т</i>
Угловая сталь, балки и швеллеры	Длиной до 9 м	18—20	18—20
	„ свыше 9 м	60	20
Толстолистовая сталь	Длиной до 9 м	18—20	5—6
	Специальных размеров	36—40	10
Широкополосная сталь (универсал)	Длиной до 9 м	20	5
	„ свыше 9 м	36—40	5—10
Тонколистовая сталь	—	18—20	5—6
Сортовая сталь (круг, квадрат, полоса, лента)	Длиной до 9 м	18—20	18—20
	„ свыше 9 м	60	18—20

### 7-3. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ СТАЛЬНОГО ПРОКАТА

#### Сталь тонколистовая (сортамент по ГОСТ 3680-47)

В сортаменте имеются листы размерами 600×1200, 710×1420, 750×1500, 1000×2000, 1250×2500 и 1400×2800 мм толщиной 0,9—1,5 мм через 0,1 мм и 1,5—3,75 мм через 0,25 мм.

В целях сокращения сортамента можно рекомендовать применение листов следующих размеров:

710×1420 мм толщиной 1 мм, 1000×2000 мм толщиной 2 мм и 1400×2800 мм толщиной 3 мм.

#### Сталь толстолистовая (сортамент по ГОСТ 5681-51)

В сортаменте имеются листы толщиной 4—6 мм через 0,5 мм, 6—30 мм через 1 мм и 30—60 мм через 2 мм наибольшей шириной до 3000 мм и наибольшей длиной до 12000 мм.

Пример сокращенного сортамента толстолистовой стали по толщине: 6, 10, 16 (20), 25 (32), 40 (50), 60 (толщины в скобках могут рассматриваться как допустимые, но не рекомендуемые для широкого применения).

310

Для тяжелых металлоконструкций крупных дуговых печей необходимо использовать стальные листы толщиной до 160 мм по ГОСТ 6423-52. Эти же листы могут служить для изготовления сварных деталей механизмов взамен литых (зубчатые колеса, блоки, звездочки, катки и пр.).

#### Сталь угловая равнобокая (сортамент по ОСТ 10014-39)

В сортаменте имеются уголки с шириной полки: 20—50 мм (через 5 мм), 60, 65, 75, 80, 90, 100, 120, 130, 150, 180, 200, 220 и 230 мм, причем для каждой ширины полки имеется несколько толщин.

Примерный сокращенный сортамент уголков: 25×25×3; 40×40×5; 65×65×6; 100×100×10; 150×150×14 мм.

#### Двутавровые балки (сортамент по ОСТ 10016-39)

В сортаменте имеются балки № 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 27, 30, 33, 36, 40, 45, 50, 55 и 60 с различными толщинами стенок и полок для большинства профилей.

Примерный сокращенный сортамент двутавровых балок: № 10, 12, 16, 20<sup>а</sup>, 30<sup>а</sup>, 45<sup>а</sup>.

Балка № 10 нередко применяется для изготовления из нее тавра.

#### Швеллеры (сортамент по ОСТ 10017-39)

В сортаменте имеются швеллеры № 5, 6,5, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 27, 30, 33, 36 и 40.

Примерный сокращенный сортамент швеллеров: № 8, 12, 16<sup>а</sup>, 20<sup>а</sup>, 24<sup>а</sup>, 30<sup>а</sup>, 40<sup>а</sup>.

#### Сталь квадратная (сортамент по ГОСТ 2591-51)

В сортаменте имеется квадратная сталь размером 5—200 мм. Примерный сокращенный сортамент квадратной стали: 40, 50, 60, 80, 100, 120, 150 и 200 мм.

#### Сталь круглая (сортамент по ГОСТ 2590-51)

В сортаменте имеется круглая сталь диаметром 5—200 мм. Примерный сокращенный сортамент круглой стали (для металлоконструкций): Ø10, 16, 20, 24, 30, 36, 45, 55, 65, 75, 100, 130, 160, 200 мм.

Аналогичное сокращение сортамента может быть предложено и для других видов проката: полосовой стали, труб и пр.

311

Помимо обычной малоуглеродистой стали, в металлоконструкциях электрических печей применяется высоколегированная сталь с особыми свойствами, главным образом нержавеющая и жаропрочная. Краткий сортамент листов особой стали см. табл. 7-5.

Таблица 7-5

Сталь листовая особая

Толщина, мм	Вес 1 м <sup>2</sup> , кг	Габаритные размеры листа, мм		Марка стали	№ стандартов или технических условий		
		ширина	длина		Классификация стали	Технические условия проката	Сортамент
<i>Сталь тонколистовая</i>							
2	15,7 23,55	от 600 до 1 600	от 1 400 до 2 000	1Х18Н9Т и Х23Н18	ГОСТ 5632-51	ГОСТ 5582-50	ГОСТ 3680-47
<i>Сталь толстолистовая</i>							
5	39,25	1 000—1 200	2 000—3 000	1Х18Н9Т и Х23Н18	ГОСТ 5632-51	ГОСТ 7350-55	ГОСТ 7350-55
8	62,80		2 000—5 000				
10	78,5	1 000—1 200	2 000—5 000	1Х18Н9Т и Х23Н18	ГОСТ 5632-51	ГОСТ 7350-55	ГОСТ 7350-55
16	125,6						
20	157,0	1 000—1 200	2 000—5 000	1Х18Н9Т	ГОСТ 5632-51	ЧМТУ 2751-61	ЧМТУ 2751-51
25	96,25						
40	314,0						

7.4. ЗАГОТОВКА ДЕТАЛЕЙ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ

а) Кислородная резка

Обычная малоуглеродистая сталь хорошо поддается кислородной резке; предельное содержание углерода, при котором возможна обычная кислородная резка, равно 0,7—0,8%.

Нержавеющие и жаропрочные хромоникелевые стали обычной кислородной резке не поддаются, но поддаются кислородно-флюсовой резке.

В процессе кислородной резки тонкий слой металла, непосредственно примыкающий к границе реза, науглероживается, и структура близлежащих слоев металла изменяется. Глубина зоны термического влияния при кислородной резке (мм) может быть приближенно оценена формулой  $a = 0,65 + 0,03\delta$ , где  $\delta$  — толщина разрезаемого металла, мм.

Если резанная кислородом кромка сваривается, то металл с измененной в результате резки структурой расплавляется и качество шва практически оказывается таким же, как и у механически обработанных кромок.

Ручная кислородная резка без приспособлений обычно дает неровную поверхность реза, что особенно сказывается при толщине разрезаемого металла 20 мм и выше. Механизированная резка дает гладкую поверхность реза для любых толщин разрезаемого металла.

Прямолинейная резка и резка по кривым больших радиусов ( $R \geq 6 000$  мм) обычно производятся секаторами.

Универсальными приспособлениями для механизированной резки по прямым и кривым любым радиусов являются копир-машины.

Ширина реза при кислородной резке может приниматься по данным табл. 7-6.

Таблица 7-6

Ширина реза при кислородной резке

Толщина разрезаемой детали, мм	5—15	15—25	25—50	50—100	100—150	150—200
Ширина машинного реза, мм	1,5—2,5	2,5—3,5	3,5—4,5	4,5—5,5	5,5—6,5	6,5—7,5
Ширина ручного реза, мм	2,5—3,5	3,5—4,5	4,5—6	6—7,5	7,5—9	9—11

В процессе кислородной резки происходит значительный местный нагрев в районе реза и при остывании образуются усадочные деформации, аналогичные усадочным деформациям от сварки.

При кислородной резке длинных полос ( $B:L < 1:5$ ), а также длинных или открытых вырезов необходимо учитывать деформацию деталей, например предусматривать секционную кислородную резку с предварительным просверливанием вдоль линии реза граничных отверстий.

Указания о необходимости секционной кислородной резки должны даваться в технологической документации.

б) Холодная гибка (вальцовка) стального проката

Минимальные радиусы холодной гибки определяются из условия максимального удлинения крайних волокон металла в пределах площадки текучести.

Для расчетных элементов металлоконструкций из Ст. 3 минимальные радиусы холодной гибки составляют:

а) для листа  $R_{\text{мин}} = 25\delta$  ( $\delta$  — толщина листа);

б) для швеллера при изгибе в плоскости полки  $R_{\text{мин}} = 45b$  ( $b$  — ширина полки), а при изгибе в плоскости стенки  $R_{\text{мин}} = 25h$  ( $h$  — высота стенки);

в) для двутавра  $R_{\text{мин}} = 25b = 25h$  ( $b$  — ширина полки;  $h$  — высота стенки);

г) для равнобокого уголка  $R_{\text{мин}} = 45a$  ( $a$  — размер полки);

д) для неравнобокого уголка при изгибе в плоскости малой полки  $R_{\text{мин}} = 45a$  ( $a$  — размер малой полки), а при изгибе в плоскости большой полки  $R_{\text{мин}} = 50b$  ( $b$  — размер большой полки).

Для нерасчетных и малонапряженных элементов допускается холодная гибка с меньшими радиусами, что должно оговариваться в рабочих чертежах.

При необходимости получения кривизны с меньшими радиусами против указанных выше расчетные элементы металлоконструкций, работающие с полным допускаемым напряжением, должны изгибаться в горячем состоянии (при 1000—1100°С). Основными видами оборудования для холодной гибки являются:

- а) листогибочные вальцы;
- б) кулачковый пресс;
- в) углогибочные вальцы;
- г) гибочный пресс для получения различных профилей из листового проката.

Листогибочные вальцы бывают трех- и четырехвалковыми. Трехвалковые вальцы (с одним верхним и двумя нижними валками) производят гибку листов и некоторых профилей, например двутавра и швеллера, по слабой оси с припуском заготовки на каждый конец 100—200 мм. Четырехвалковые вальцы позволяют производить гибку листов и профилей без припуска на длину заготовки. Минимальный диаметр вальцовки листа составляет ориентировочно 1,2—1,3 диаметра верхнего валка вальцов.

### в) Заготовительное оборудование

При разработке металлоконструкций конструктор обязан учитывать производственные возможности завода-изготовителя. Так, например, Московский завод электротермического оборудования располагает следующими основ-

ными механизмами для резки и гибки стального проката (приведенные ниже данные относятся к обычной стали с содержанием углерода 0,15—0,2%).

#### Пресс

Максимальная толщина разрезаемого листа . . . . .	31 мм
Максимальная толщина листа при обрезке кромок . . . . .	35 "
Максимальные размеры сечения разрезаемой полосы . . . . .	100×38 мм
Максимальный диаметр отрезаемого круга . . . . .	76 мм
Максимальная сторона отрезаемого квадрата . . . . .	66 "
Максимальный размер отрезаемого уголка . . . . .	150×150×22 мм
Максимальный диаметр пробиваемого отверстия . . . . .	42 мм
Максимальная толщина пробиваемого материала . . . . .	35 "

#### Механические ножницы

Максимальная толщина отрезаемого листа . . . . .	16 мм
Максимальная длина разрезаемого листа:	
а) без перестановки . . . . .	3080 мм
б) с перестановкой . . . . .	Любая
Максимальная ширина отрезаемой полосы за станиной . . . . .	600 мм

Основные данные гибочного оборудования Московского ЗЭТО (см. табл. 7-7 и 7-8)

Таблица 7-7

#### Основные данные оборудования для гибки

	Трехвалковые вальцы с диаметром валка, мм			Гибочная машина для отбортовки
	430	250	65	
Наибольшая ширина листа, мм	2 500	2 500	2 000	1 250
Наибольшая толщина листа, мм . . . . .	25	15	6	3

Таблица 7-8

#### Основные данные пресса 160 т

	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000
Максимальная длина изгибаемого листа, мм	18	16	14	12	11	10	9	7
Максимальная толщина изгибаемого листа, мм								

На гибочном прессе 160 т возможно выполнение различных профилей из листовой заготовки с минимальными внутренними радиусами изгиба, равными 1,2—1,5 толщины листа.

## 7-5. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО СВАРКЕ КОНСТРУКЦИИ

При изготовлении металлоконструкций электрических печей дуговая сварка является важнейшим технологическим процессом, в связи с чем при конструировании печей необходимо уделять особое внимание вопросам технологичности сварных конструкций.

Для изготовления металлоконструкций электрических печей в промышленности широко применяются следующие виды сварочного оборудования:

а) аппараты для ручной дуговой сварки на переменном токе;

б) агрегаты для ручной дуговой сварки на постоянном токе (применяются сравнительно редко, в частности для сварки изделий из черных металлов толщиной менее 3 мм);

в) аппараты для полуавтоматической и автоматической дуговой сварки на переменном токе.

При конструировании сварных узлов необходимо прежде всего обращать внимание на следующие вопросы.

1. Необходимо правильный выбор профилей и размеров проката с учетом обеспечения достаточной прочности и жесткости конструкции, а также возможности выполнения сварных соединений на имеющемся оборудовании. Например, при отсутствии специального сварочного оборудования, рассчитанного на сварку деталей толщиной 1—2 мм (агрегата постоянного тока или газосварочной аппаратуры), сварные конструкции из тонких листов и профилей металла удовлетворительно выполнить невозможно.

2. При подготовке деталей под сварку необходимо избегать излишнего объема механической обработки. Если сварное соединение без ущерба для прочности и надежности работы может быть выполнено без скоса кромок, то такое соединение обычно является предпочтительным, конечно при условии, что сварка без скоса кромок не требует значительного увеличения количества наплавленного металла. Если подготовка кромок является обязательной, то ее следует предусматривать с минимальной трудоемкостью; например, часто оказывается целесообразной замена Х-образного стыкового шва К-образным, при котором подготовка кромок выполняется только в одной из двух свариваемых деталей.

3. В сварных конструкциях необходимо стремиться к минимальному количеству наплавленного металла. Излишнее количество наплавленного металла вызывает пере-

расход сварочных электродов, увеличение трудоемкости изготовления и приводит к повышенным короблениям или внутренним напряжениям конструкции.

4. При сварке сосудов, работающих под давлением или вакуумом, не следует предусматривать двойных плотных швов, поскольку контроль плотности второго шва практически осуществить невозможно. Второй шов в таких случаях может играть роль лишь подварочного.

5. Плотные швы рекомендуется располагать таким образом, чтобы обеспечивалась возможность контроля и исправления их как при изготовлении, так и в процессе эксплуатации конструкции.

6. Следует стремиться к тому, чтобы все сварные швы могли быть выполнены в нижнем положении, так как при этом достигаются наилучшее качество швов и наибольшая производительность сварочных работ.

7. Расположение сварных швов должно позволять широкое применение высокопроизводительного процесса автоматической сварки, дающей наиболее низкую себестоимость изготовления сварных конструкций при высоком качестве сварки и минимальном количестве наплавленного металла.

8. Прочность и надежность работы сварных конструкций в значительной мере зависят от внутренних напряжений, возникающих в металле швов и околошовных зон. Внутренние напряжения могут значительно возрастать за счет местного сосредоточения большого количества швов, сходящихся к одной точке или расположенных в непосредственной близости один от другого. Следует учитывать, что приварка ребер, косынок и других аналогичных деталей, увеличивая жесткость конструкции, может отрицательно сказываться на прочности конструкции в целом, ибо косынки и ребра являются очагами концентрации внутренних напряжений. Неоправданное применение ребер и косынок усложняет, а иногда и ослабляет конструкцию.

Прерывистые швы, также дающие местные концентрации напряжений, в нагруженных металлоконструкциях применять не рекомендуется. Взамен прерывистого шва крупного калибра во всех отношениях более целесообразным является сплошной шов малого калибра.

9. Выбор марки сварочного электрода должен производиться с учетом материала свариваемых деталей, требуемой прочности соединения и положения шва в пространстве.



10. При сварке разнородных металлов, например обычной малоуглеродистой стали с жаропрочной или нержавеющей, помимо условий свариваемости, необходимо учитывать различие физических свойств материалов — коэффициента линейного расширения, теплопроводности и др.

## 7-6. ТИПЫ СВАРНЫХ ШВОВ

### а) Общие сведения

В зависимости от типа электрода сварные швы при прочих равных условиях могут обладать различными механическими свойствами.

Для примера в табл. 7-9 приведены механические свойства сварных швов для трех стандартных типов электродов.

Таблица 7-9

Механические свойства сварных швов для некоторых типов электродов

Тип электрода по ГОСТ	Механические свойства сварного шва			Примерная марка электрода
	Временное сопротивление разрыву, кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение, %	Ударная вязкость, кг·м/см <sup>2</sup>	
Э-34	34	Не регламентируются		Меловые; ОЦ-1
Э-42	42	18	8	ОММ-5; ЦМ-7; МЭ3-01 УОНИ-13/45
Э-42А	42	22	14	

Для ответственных конструкций в рабочих чертежах может указываться тип электрода по ГОСТ. Указывать марку электрода конструктор не должен: она выбирается технологами в зависимости от конкретных условий изготовления конструкции.

Классификацию сварных швов по пространственному расположению при выполнении сварки см. рис. 7-1.

### б) Стыковые швы

Стыковые швы могут выполняться без подготовки кромок и с подготовкой. Подготовка производится для обеспечения полной и качественной проварки стыка. При руч-

ной сварке подготовка кромок дает возможность приблизить конец электрода на расстояние 3—4 мм от корня шва и обеспечить полный провар стыка, так как при этом облегчается всплывание шлака.

Притупление кромок предохраняет от прожога нижние грани стыка при наложении первого слоя и обычно принимается равным 2—3 мм для ручной сварки и 4—6 мм для автоматической.

Наибольшее распространение имеет V-образная форма разделки шва, осуществляемая строжкой или кислородной

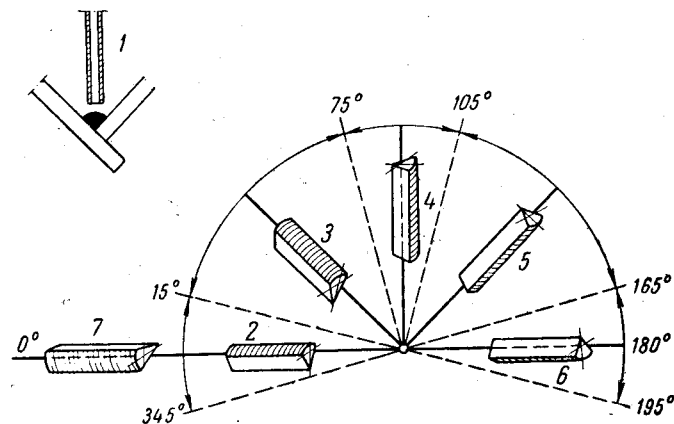


Рис. 7-1. Классификация сварных швов по пространственному расположению при выполнении сварки.

1 — лодочка; 2 — нижний; 3 — полувертикальный; 4 — вертикальный; 5 — полудотолочный; 6 — дотолочный; 7 — горизонтальный.

резкой кромок. К-образная и X-образная формы разделки принципиально аналогичны V-образной.

При толщине свариваемых деталей свыше 30 мм наиболее целесообразна U-образная форма разделки, дающая минимальное количество наплавленного металла, однако она требует кромкострогального станка и специального инструмента.

Стыковые швы должны по возможности выполняться в нижнем положении.

Горизонтальные швы следует выполнять таким образом, чтобы обеспечить наплавление металла на горизонтальную поверхность. Для этого верхний лист должен иметь скос кромки под углом не менее 45°. При толщине

свариваемых листов до 16 мм достаточен односторонний скос кромки верхнего листа, а при толщине свыше 16 мм рекомендуется двусторонний скос кромок верхнего листа.

Вертикальные швы, выполненные ручной сваркой, могут быть без разделки кромок (при толщине свариваемых деталей до 6 мм), с V-образной разделкой (при толщине 8—16 мм) и X-образной разделкой (при толщине свыше 16 мм).

При автоматической сварке вертикальных стыков характер подготовки кромок и зазоры между свариваемыми деталями существенно зависят от технологического процесса и сварочного оборудования.

Так, в отечественном машиностроении широко применяется высокопроизводительный процесс электрошлаковой автоматической сварки, посредством которой соединяют весьма толстые листы (толщиной 200—300 мм и более) без скоса кромок и с зазорами между свариваемыми деталями порядка 20—40 мм.

### в) Угловые швы

При ручной сварке в расчетных тавровых соединениях бескосные швы обычно применяются для толщин привариваемых деталей до 10 мм; при толщине 10—16 мм применяются швы с односторонним, а свыше 16 мм — с двусторонним скосом кромок. В нерасчетных соединениях бескосные швы могут применяться при любых толщинах деталей. Катет сечения шва таврового соединения, как правило, не должен превышать 1,25 толщины более тонкой из свариваемых деталей.

При автоматической сварке тавровые соединения чаще всего выполняются без скоса кромок и зазора между свариваемыми деталями.

При конструировании тавровых соединений следует учитывать, что совместная работа строганой кромки и угловых швов практически невозможна, так как плотность примыкания кромки, даже если она обеспечена при сборке, при сварке нарушается. Для передачи больших сжимающих усилий от полки к стенке следует предусматривать разделку кромок или автоматическую сварку с глубокой проваркой. При этом обеспечивается полная проварка таврового соединения с двух сторон при толщине ребра, равном двум катетам шва.

К нетиповым угловым швам (рис. 7-2) относятся элек-

тродолевочные, прорезные и пазовые швы, а также угловые швы в косых соединениях листов и полос. Пазовый шов применяется лишь для нерасчетных соединений.

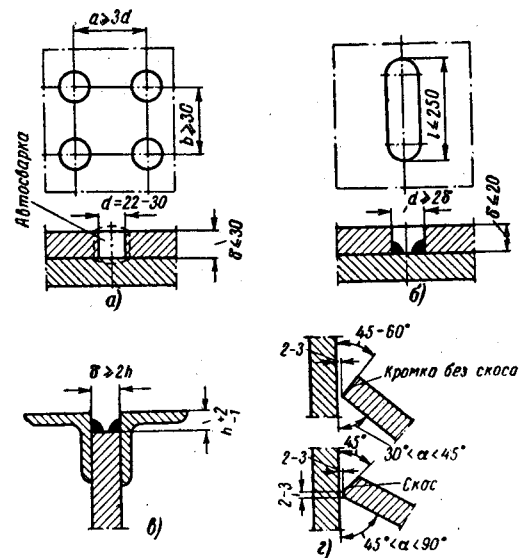


Рис. 7-2. Нетиповые угловые швы.

а — электродолевочный; б — прорезной шов; в — пазовый шов; г — приварка косых стенок.

### г) Нахлесточные соединения профилей с листами

В нагруженных нахлесточных соединениях уголок и швеллер привариваются к листу тонким швом со стороны скругления полки и толстым швом со стороны стенки.

Максимальная высота катета тонкого шва принимается в зависимости от толщины полки по данным табл. 7-10.

Таблица 7-10

Максимальная высота катета тонкого шва при сварке профиля с листом

Сварка уголка с листом		Сварка швеллера с листом		Сварка двутавра с листом	
Толщина полки δ, мм	Катет шва, мм	№ швел- лера	Катет шва, мм	№ двутавра	Катет шва, мм
≤ 6	1	10—14	5	14—16	5
6—16	2	16—27	6	18—27	6
≥ 18	4	30	8	30—40	8

Толстый шов при приварке швеллера и уголка к листу делается с катетом, равным не более 1,5 катета тонкого шва.

Во избежание значительных концентраций напряжений длина нахлестки должна быть равна не менее 5 толщин более тонкой из двух свариваемых деталей.

### 7-7. РАСХОД ЭЛЕКТРОДОВ

Определение потребности электродов для ручной сварки производится по данным табл. 7-11 и 7-12.

Таблица 7-11

#### Теоретический вес 1 пог.м шва ручной дуговой сварки (кг)

Толщина металла или катет шва, мм	Типы и разновидности сварных швов								
	Тавровые (угловые)			Стыковые					
	Бессосновый односторонний	С односторонним скосом под 45°	С двусторонним скосом под 45°	Бессосновый односторонний	Бессосновый двусторонний	V-образный с углом разделки 60°	X-образный с углом разделки 60°	V-образный с углом разделки 45°	K-образный с углом разделки 45°
4	0,09	—	—	0,14	0,29	—	—	—	—
6	0,18	—	—	0,23	0,40	—	—	—	—
8	0,31	0,47	—	0,31	0,53	0,60	—	—	—
10	0,46	0,58	—	—	—	—	—	—	—
12	0,65	0,80	—	—	—	1,02	—	—	—
16	1,17	1,46	1,25	—	1,69	1,38	—	1,67	1,25
20	1,85	2,13	1,62	—	2,49	1,80	—	2,34	1,67
24	2,60	2,92	2,12	—	3,35	2,30	—	3,13	2,12
32	—	4,87	3,26	—	—	3,82	—	5,08	3,29
40	—	7,32	4,65	—	—	5,39	—	7,54	4,68
50	—	11,10	6,75	—	—	7,76	—	11,31	6,78

Примечания:

1. На сборочные прихваты (скрепы) необходимо добавлять около 7% веса основных швов.

2. Для определения нормы расхода электродов вес 1 пог.м шва следует умножать на коэффициент K, который может приниматься по данным табл. 7-12.

Таблица 7-12

#### Расчетные коэффициенты для определения нормы расхода некоторых марок качественных электродов

Марка электрода	Вес в процентах веса электродной проволоки			Коэффициент K
	Обмазка	Потери на угар и разбрызгивание	Огарок	
ЦМ-7	41	10	12	1,63
ОММ-5	35	22	12	1,69
МЭЗ-04	37,5	16,3	12	1,66
УОНИ-13	28	4,8	12	1,45

### 7-8. СВАРОЧНЫЕ ЭЛЕКТРОДЫ

Наибольшее распространение имеют металлические электроды из различных марок малоуглеродистой стали и специальных сталей и сплавов.

В зависимости от основной функции, выполняемой в процессе сварки, электродные покрытия делятся на стабилизирующие, защитные и легирующие.

Стабилизирующие покрытия наносятся на электроды тонким слоем и практически не улучшают качества наплавленного металла по сравнению с голыми электродами. Состав различных марок электродной проволоки регламентируется ГОСТ 2246-43 (табл. 7-14).

Основой для классификации отечественных марок стальных электродов является ГОСТ 2523-51. Этим стандартом регламентируются механические качества наплавленного металла: временное сопротивление разрыву, относительное удлинение и ударная вязкость.

Таблица 7-13

#### Данные тонкообмазанных электродов для сварки углеродистых и низколегированных сталей

Марка электрода		Меловые	K3	A-1	МД	ВИАМ-25
Марка электродной проволоки по ГОСТ 2246-43		I, II	I, II	I, II	III	IA, IV и V
Состав покрытия в %	Мел	100	—	—	70	16
	Титановый концентрат	—	57,8	86,5	—	—
	Плавленый шпат	—	—	—	10	—
	Марганцевая руда	—	42,2	10,3	—	8
	Полевой шпат	—	—	3,2	20	—
	Селитра калиевая	—	—	—	—	—
	Хромат калия	—	—	—	—	—
	Двуокись титана	—	—	—	—	46
Углекислый барий	—	—	—	—	30	
Жидкое стекло (сухой силикат), % к весу остальных компонентов	17—20	17—20	15	17—20	18	
Род тока и полярность	Переменный и постоянный (прямая полярность)	Переменный и постоянный	Переменный и постоянный	Постоянный	Переменный и постоянный (прямая полярность)	
Возможное положение шва при сварке	Любое	Нижнее и вертикальное	Любое	Нижнее и полувертикальное	Любое	

## Химический состав электродной проволоки (по ГОСТ 2246-43)

Проволока	Марка		Содержание, %								Примерное назначение
	Стали	Углерод	Марганец	Кремний	Хром	Никель	Молибден	Сера	Фосфор		
I IA		До 0,1	0,35—0,60	До 0,03	До 0,2	До 0,3	—	0,04	0,04	Общее Для ответственных конструкций Для швов повышенной прочности Для сварки специаль- ных сталей Для сварки стали типа хромансиль Для сварки хромомо- либденовой стали Для сварки крипоустой- чивой хромомолибде- новой стали То же	
		" 0,1	0,35—0,60	" 0,03	" 0,15	" 0,25	—	0,03	0,03		
II		0,11—0,18	0,35—0,60	" 0,03	" 0,2	" 0,3	—	0,04	0,04	Для сварки трубнопро- водов, работающих при высоких температурах Для сварки нержавею- щей стали То же	
III	10ГСМ	До 0,16	0,9—1,2	" 0,1	" 0,2	" 0,3	0,15—0,25	0,04	0,04		
IV	20ХГСА	0,15—0,25	0,8—1,1	0,9—1,2	0,8—1,1	" 0,2	—	0,025	0,03	Для сварки жаропроч- ных сталей аустенит- ного класса То же	
V	20ХМА	0,15—0,25	0,4—0,7	0,15—0,30	0,8—1,1	" 0,2	0,15—0,25	0,025	0,03		
VI	15ХМ	До 0,15	0,4—0,7	0,15—0,3	0,8—1,1	" 0,3	0,5—0,6	0,04	0,04		
VII VIII	15М Х5М	" 0,15	0,4—0,7	0,15—0,3	—	" 0,3	0,5—0,6	0,04	0,04	Для сварки трубнопро- водов, работающих при высоких температурах Для сварки нержавею- щей стали То же	
		" 0,15	0,4—0,6	До 0,5	4—6	—	—	0,04	0,04		
IX	OX18H9	" 0,07	0,3—0,7	0,3—0,8	18—20	8—10	—	0,03	0,03		
X	X18H9T	" 0,12	0,2—0,7	0,3—0,8	18—20	8—10	—	0,03	0,03		
XI	X25H16	" 0,2	До 2,0	До 1,0	24—27	14—16	—	0,03	0,03		
XII	X25H20	" 0,15	" 2,0	" 1,0	24—27	19—21	—	0,03	0,03		

## Классификация и условия применения основных промышленных марок качественных электродов для сварки углеродистых и низколегированных сталей

Тип по ГОСТ 2523-51	Марка электрода	Рекомендуемый род тока и полярность	Возможное положение шва при сварке
Э-42	ОММ-5 МЭЗ-04, ЦМ-7, ОМА-2, МТ, ЦМ7-С	Переменный и постоянный	Любое Только нижнее
Э-42А	ЦЦ-1, УОНИ-13/45, УОНИ-13/3 45	Постоянный, обратная полярность	Любое
Э-50	К-51, К-52	Переменный и постоянный	То же
Э-50А	УОНИ-13/55, УОНИ-13/3 55 У-340/55, ЦУ-1	Постоянный, обратная полярность	" "
Э-55	ЦЛ-6	Переменный и постоянный	" "
Э-55А	ЦУ-1-СХ	Постоянный, обратная полярность	" "
Э-60А	УОНИ-13/65, УОНИ-13/3 65 У-340/65	То же	" "
Э-70	К-70	" "	" "
Э-85	УОНИ-13/85, У-340/85	" "	" "
Э-100	У-340/105	" "	" "

Основные типы электродов по ГОСТ 2523-51: Э-34, Э-42, Э-42А, Э-50, Э-50А, Э-55, Э-55А, Э-60А, Э-70, Э-85 и Э-100. Электроды Э-34 — голые и тонкообмазанные, остальные типы относятся к толстопокрытым или качественным электродам. Число после буквы Э означает временное сопротивление разрыву в  $кг/мм^2$ ; буква А обозначает повышенную пластичность и ударную вязкость наплавленного металла.

Марки проволоки и состав покрытий электродов

Марка электрода	Марка проволоки	Состав покрытия						
		Мрамор (мед)	Плавленый шпат	Доломит	Погаш	Крахмал	Ферро-марганец	Ферро-силиций
ЦЛ-2	IX	44	51	—	—	—	5	—
ЦЛ-3	X	44	51	—	—	—	5	—
ЦЛ-4	X	35,5	41	—	—	—	8,5	—
УОНИ-13/НЖ	IX, X XI и XII	57,5	33,5	—	—	—	2,5	4
НИИ-48	XI	45	35	—	4	—	6	10
БО	XI	37	32	10	4,5	3,5	5,5	2
ЦТ-1	X	24	26	—	—	—	8	—
НЗЛ	Проволока из стали с 30% Cr	25	35	—	—	—	—	—
ЦЛ-11	ЭИ-469 (ОХ18Н9 с ниобием)	38	44	—	—	—	4	2

В табл. 7-13 приведены данные о составе обмазок и некоторых технологических свойствах тонкообмазанных электродов.

Электроды с меловым покрытием являются наиболее распространенными для сварки неответственных конструкций из малоуглеродистой стали. Преимуществом их являются простота и дешевизна изготовления, недостаток — низкий коэффициент наплавки (6—7 г/а·ч).

Для сварки ответственных конструкций из малоуглеродистой стали широко применяются электроды марок ОММ-5, МЭЗ-04, ЦМ-7, ЦЦ-1 и др. Для сварки конструкционных сталей повышенной прочности наибольшее распространение имеют электроды УОНИ-13, ЦЛ-6, К-51, К-52, К-70, К-80, У-340 и др. Основные данные наиболее распространенных промышленных марок качественных электродов для сварки углеродистых и низколегированных сталей приведены в табл. 7-15.

Электроды УОНИ-13 имеют в составе обмазки в качестве связующего материала натриевое жидкое стекло, что затрудняет сварку на переменном токе. Сварка на переменном токе этими электродами возможна при применении калиевого жидкого стекла вместо натриевого.

Для сварки высоколегированных сталей

в весовых процентах							Жидкое стекло (сухой силикат), % веса остальных компонентов
Ферро-титан	Ферро-ванадий	Ферро-молибден	Молибден-металлический	Ферро-алюминий	Двуокись титана	Ферро-ниобий	
—	—	—	—	—	—	—	18—22
—	—	—	—	—	—	—	18—22
—	—	—	15	—	—	—	15
2,5	—	—	—	—	—	—	10—12
—	—	—	—	—	—	—	10
5,5	—	—	—	—	—	—	10
20	4	16	—	—	—	—	15
20	—	—	—	20	—	—	15—18
3	—	—	—	—	4,5	4,5	15

Для сварки высоколегированных нержавеющей, жаропрочных и жаростойких сталей обычно применяются электроды из легированной стали, близкой по составу к свариваемому металлу (табл. 7-16).

### 7.9. О КОНСТРУИРОВАНИИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИИ

Одним из важнейших вопросов при конструировании сварных соединений является рациональное взаимное расположение отдельных деталей для удобства и хорошего качества сварки.

На рис. 7-3 показаны два исполнения балок: из швеллеров и листа с ребрами и из двутавровой стали. В балке А левое ребро вообще не может быть ни установлено, ни приварено; правое ребро нетрудно установить, но возможность его приварки может ограничиваться недостаточным просветом между полками швеллеров. Балка Б собирается легко и удобно, однако для обеспечения надежной сварки необходимо иметь достаточные размеры просвета между полками и расстояния  $a$  от полки до шва.

На рис. 7-4 представлены коробчатые балки из швеллеров на планках: балка  $a$  — незамкнутого сечения и балка

ка  $b$  — замкнутого сечения. Для надежного провара внутренних швов в балке  $a$  необходимо иметь просветы между полками швеллеров и между смежными планками размером не менее высоты швеллера. Балка  $b$  весьма легко собирается и удобно сваривается без ограничений.

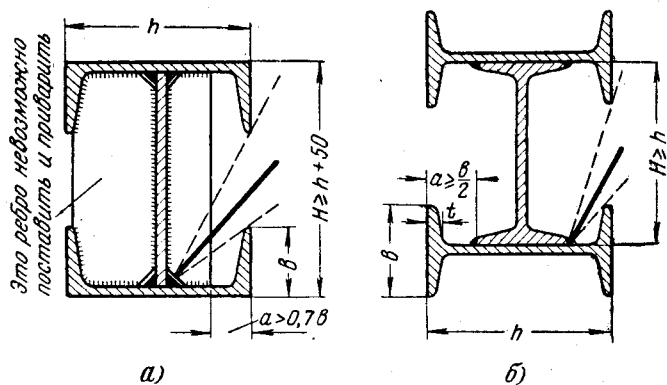


Рис. 7-3. Составные балки из швеллеров и двутавров.

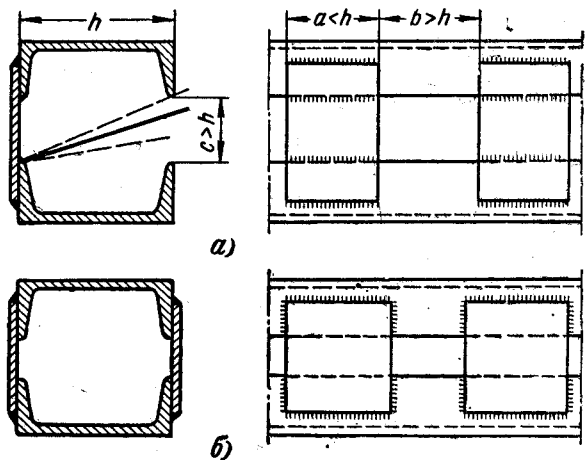


Рис. 7-4. Балки коробчатого сечения из швеллеров на планках.

Для автоматической сварки необходимо увязывать конструкцию и размеры сварного элемента с возможностями аппаратуры автоматической сварки. На рис. 7-5 приведены размерные ограничения сварной двутавровой балки приме-

нительно к возможностям использования сварочного трактора ТС-7.

Для расчетных сварных соединений размеры элементов сечений швов можно принимать по ГОСТ 5264-56. Однако следует учитывать, что этот ГОСТ, внесенный Министерством судостроения СССР, является лишь рекомендуемым; допускаемые по нему отклонения размеров сечений свар-

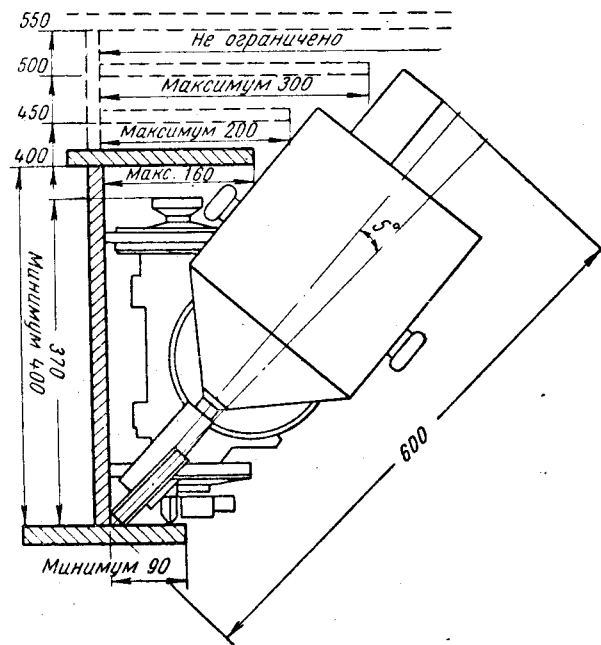


Рис. 7-5. Ограничения размеров для автоматической сварки трактором ТС-7.

ных швов настолько жестки, что обеспечить их нередко невозможно. При разработке и изготовлении металлоконструкций электротермического оборудования следует считаться с допусками на сборку для сварки, указанными в качестве ориентировки на рис. 7-6 (в конструкциях из толстолистовой стали). Примерные допуски на искажение сечений из проката и листов даны на рис. 7-7. Допуски на размеры швов, выполненных ручной сваркой, см. рис. 7-8.

При конструировании и изготовлении цилиндрических обечаек из листовой стали следует учитывать возможность

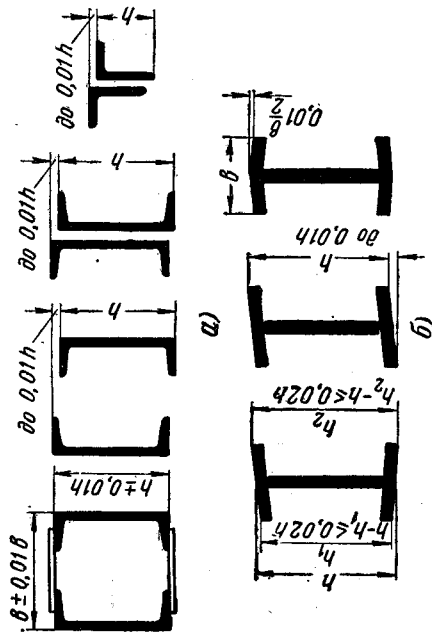


Рис. 7-7. Допуски на искажение сечений.  
а — из проката; б — составные из листов.

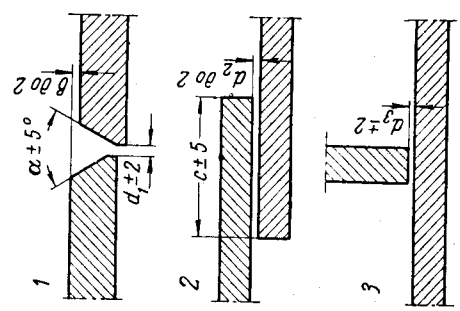


Рис. 7-6. Допуски на сборку для сварки.  
1 — стыковой шов; 2 — шов внахлестку; 3 — угловой шов.

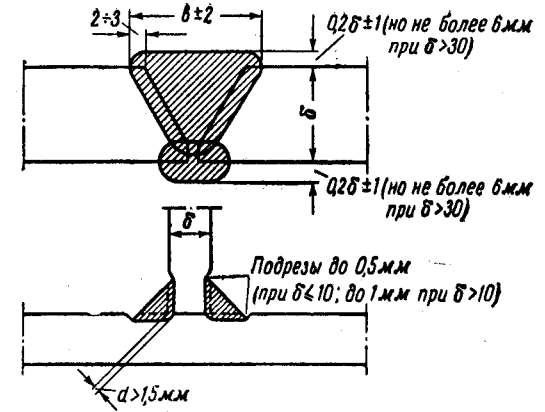


Рис. 7-8. Допуски на размеры швов, выполненных ручной сваркой.

наложения внутреннего подварочного шва; такая возможность имеется при внутреннем диаметре обечайки  $D \geq 650$  мм или длине обечайки  $L \leq D$ .

### 7-10. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА БОЛТОВ

Таблица 7-17

Допускаемые усилия (кГ) на один чистый болт в конструкциях из стали Ст. 3 при учете основных воздействий

Диаметр болта d, мм	Одиночный срез	Растяжение	Смятие при толщинах соединяемых деталей, мм							
			6	8	10	12	14	16	18	20
16	2 724	1 593	3 264	4 352	5 440	6 528	—	—	—	—
20	4 156	2 535	4 032	5 876	6 720	8 065	9 408	—	—	—
24	5 890	3 584	4 800	6 400	8 000	9 600	11 200	12 800	—	—
30	9 651	5 890	6 144	8 192	10 240	12 288	14 336	16 384	18 432	20 480

Примечание. При учете основных и дополнительных воздействий допускаемые усилия увеличиваются по сравнению с данными табл. 7-17 на 14% по срезу, на 21% по растяжению и на 12% по смятию.

В конструкциях, непосредственно воспринимающих регулярную переменную нагрузку, допускаемые усилия, при-

Таблица 7-18

Допускаемые усилия на один черный или получистый болт в конструкциях из Ст. 3 при учете основных воздействий, кг

Диаметр болта d, мм	Одночный срез	Растяжение	Смятие при толщинах соединяемых деталей, мм								
			6	8	10	12	14	16	18	20	22
12	905	892	1 441	1 920	—	—	—	—	—	—	—
16	1 608	1 692	1 920	2 560	3 200	3 840	—	—	—	—	—
20	2 513	2 644	2 400	3 200	4 000	4 800	5 600	—	—	—	—
24	3 619	3 808	2 880	3 840	4 800	5 760	6 720	7 680	—	—	—
30	5 655	6 106	3 600	4 800	6 000	7 200	8 400	9 600	10 800	12 000	—
36	6 143	8 941	4 320	5 760	7 200	8 640	10 080	11 520	12 960	14 400	15 840

Примечание. При учете основных и дополнительных воздействий допускаемые усилия увеличиваются по сравнению с данными табл. 7-18 на 25% по срезу, на 21% по растяжению и на 10% по смятию.

веденные в табл. 7-17 и 7-18, понижаются умножением на коэффициент  $\gamma$ :

$$\gamma = \frac{1}{1 - 0,3 \frac{N_{\text{мин}}}{N_{\text{макс}}}} \quad (7-1)$$

где  $N_{\text{мин}}$  и  $N_{\text{макс}}$  — наименьшее и наибольшее по абсолютной величине расчетные усилия в элементе, взятые с их знаками.

Таблица 7-19

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений в болтах и заклепках при знакопеременной нагрузке

$\frac{\sim N_{\text{мин}}}{\sim N_{\text{макс}}}$	-1,0	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1
$\gamma$	0,77	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,89	0,92	0,94	0,97

В ответственных конструкциях применения черных и получистых болтов для восприятия знакопеременных усилий допускать не следует.

Для упрощения и удешевления изготовления металлоконструкций необходимо уделять серьезное внимание уни-

фикации крепежных деталей. Ниже даются краткие указания по сокращению сортамента черных болтов, имеющих широкое применение в металлоконструкциях. Основными размерами черных болтов являются диаметр и длина болта от головки до конца, а также длина нарезанной части болта (см. ОСТ 20035-38: болты типа 9). Для большинства металлоконструкций достаточен следующий сокращенный ряд диаметров черных болтов: 12, 16, 20, 24, 30 и 36 мм.

Длину болта необходимо выбирать исходя из суммарной толщины пакета соединяемых деталей, называемой «захватом», с округлением до ближайшей стандартной длины (табл. 7-20).

Таблица 7-20

Определение длины черных болтов по захвату (толщине пакета)

Диаметр болта, мм	Стандартная длина болта при захвате, мм															
	12-16	18-20	22-26	28-30	32-34	36-38	40-42	44-48	50-54	55-59	60-64	65-69	70-75	76-82	84-90	92-100
12	45	50	55	60	65	75	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	50	55	60	60	65	75	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	55	60	65	70	75	80	80	90	90	100	110	—	—	—	—	—
24	65	70	75	80	80	80	90	100	100	110	120	120	130	—	—	—
30	—	—	—	90	90	90	100	100	110	110	120	130	140	140	150	160
36	—	—	—	—	—	—	110	110	120	120	130	140	150	150	160	160

Примечание. Длины болтов даны с расчетом на то, что после затяжки гайки (с установкой двух шайб) из нее выступает часть нарезки болта длиной, примерно равной диаметру болта.

При выборе длины болта необходимо также считаться со стандартным размером длины нарезанной части болта, так как дополнительная нарезка резьбы увеличивает трудоемкость и стоимость изготовления конструкции.

Поскольку черные и получистые болты в металлоконструкциях работают, как правило, не на срез, а на растяжение, диаметр отверстия для болта должен выбираться с учетом свободной установки болта в процессе сборки конструкции.

При изготовлении металлоконструкций можно рекомендовать следующие диаметры отверстий, для черных болтов:

диаметр болта, мм	12	16	20	24	30	36
диаметр отверстия, мм . . . . .	13-15	17-19	22-25	26-29	32-36	38-42



В указанных пределах выбор диаметра отверстия должен производиться с учетом минимального ассортимента сверл и штемпелей прессы для пробивания отверстий, имеющихся в распоряжении завода-изготовителя, поскольку одним из признаков технологичности конструкции является малый сортамент инструмента, необходимого для ее изготовления.

### 7-11. ПРОВЕРКА СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ НА УСТОЙЧИВОСТЬ

Устойчивость сжатых стержней постоянного сечения проверяется по формуле

$$\sigma_{ус} = \frac{S}{\varphi F} \leq \sigma_p, \quad (7-2)$$

где  $S$  — сжимающее усилие,  $кГ$ ;

$F$  — рабочее сечение стержня,  $см^2$ ;

$\sigma_p$  — допускаемое напряжение на разрыв,  $кГ/см^2$ ;

$\varphi$  — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, принимаемый по данным табл. 7-21 в зависимости от гибкости и материала стержня.

Гибкость стержня  $\lambda$  — отношение расчетной длины стержня к радиусу инерции сечения:

$$\lambda = \frac{l_{расч}}{r_{ин}}, \quad (7-3)$$

где  $l_{расч}$  — расчетная длина стержня, т. е. расстояние между двумя соседними узлами;

$r_{ин}$  — радиус инерции сечения;  $r_{ин} = \sqrt{\frac{J}{F}}$ , где  $J$  — момент инерции сечения относительно рассматриваемой оси,  $см^4$ ;

$F$  — полная площадь сечения,  $см^2$ .

Для сжатых элементов строительных металлоконструкций максимально допустимые значения гибкости составляют:

для основных колонн . . . . .	120
„ вспомогательных колонн . . . . .	150
„ связей ферм и колонн . . . . .	300

Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения стержня при сжатии (продольном изгибе)

Гибкость элемента $\lambda$	Коэффициент $\varphi$ для сталей марок		
	Ст. 0, Ст. 2, Ст. 3 и Ст. 4	Ст. 5	НЛ-2
0	1,00	1,00	1,00
20	0,96	0,96	0,95
40	0,92	0,89	0,87
60	0,86	0,80	0,79
80	0,76	0,65	0,65
100	0,60	0,50	0,43
120	0,45	0,37	0,30
140	0,36	0,29	0,23
160	0,29	0,24	0,19
180	0,23	0,20	0,15
200	0,19	0,17	0,13

Проверка сжато-изогнутых стержней на прочность:

$$\sigma = \frac{S}{F} + \frac{M}{W_x} \leq \sigma_n; \quad (7-4)$$

на устойчивость:

$$\sigma_{ус} = \frac{S}{\varphi F} + \frac{M}{W_x} \leq \sigma_n, \quad (7-5)$$

где  $\varphi$  принимается в зависимости от гибкости стержня в плоскости изгиба.

При гибкости стержней  $\lambda > 200$  расчет на продольный изгиб производится по формулам Эйлера [Л. 33].

## ГЛАВА ВОСЬМАЯ

### КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ

#### 8-1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

При конструировании электрических печей сопротивления приходится решать комплекс различных вопросов, касающихся как узлов, характерных для этих печей (футеровка, нагревательные элементы, внутренние металлоконструкции печи и др.), так и узлов, устройство которых аналогично устройству узлов, характерных для машиностро-

ния (подъемно-транспортного, химического, металлургического и др.).

Для разработки современных конструкций сложных механизированных термических агрегатов конструктор должен уметь решать ряд вопросов, выходящих за рамки теплотехники и механики, например: вопросы аэродинамики в печах с принудительной циркуляцией атмосферы, вакуумной техники, взаимодействия нагреваемой загрузки с воздухом и защитными средами и др. Для решения этих вопросов необходимо обращаться к специальной литературе.

## 8-2. ФУТЕРОВКА

### а) Общие сведения

Футеровка электрических печей сопротивления обычно состоит из двух частей: огнеупорной кладки и теплоизоляции. Огнеупорная кладка, выполняемая из нормальных кирпичей, фасонного огнеупора и специальной керамики, образует заданную по форме и размерам печную камеру, в которой размещаются нагреваемая загрузка со вспомогательными поддерживающими и транспортными устройствами, а также нагревательные элементы.

К огнеупорной кладке предъявляются следующие основные требования:

а) достаточная огнеупорность при максимальной рабочей температуре;

б) термическая стойкость при изменениях температуры печи;

в) механическая прочность применительно к условиям размещения и транспортировки загрузки;

г) возможность прочного и надежного закрепления нагревательных элементов;

д) устойчивость против химического воздействия со стороны загрузки, а также печной атмосферы;

е) минимальная теплоаккумулирующая способность, что особенно важно для периодических работающих печей с частыми разогревами и охлаждениями футеровки;

ж) минимальная теплопроводность.

Роль теплоизоляции сводится к ограничению тепловых потерь печи, в подавляющем большинстве случаев имеющей сплошной внешний металлический кожух. При этом от теплоизоляции, помещаемой между огнеупорной кладкой и кожухом, как правило, не требуется механической прочности, за исключением теплоизоляционной кладки

нижней части печи (пода), воспринимающей вес огнеупорной кладки и загрузки.

Лишь в конструкциях печей, не имеющих внешнего сплошного кожуха, наружная часть теплоизоляции должна обладать достаточной механической прочностью, например в печах с внешней обмуровкой из теплоизоляционного кирпича.

Основными требованиями, предъявляемыми к теплоизоляции, являются: минимальные коэффициент теплопроводности и теплоаккумулирующая способность и стабильность теплофизических свойств в заданных условиях работы.

В высокотемпературных печах часто трудно или невозможно подобрать теплоизоляционный материал, способный работать в условиях высокой температуры на границе с огнеупорной кладкой. Тогда между огнеупорной кладкой и теплоизоляцией помещают промежуточный полугнеупорный слой футеровки из легковесного материала с достаточной огнеупорностью и невысоким коэффициентом теплопроводности.

В низкотемпературных печах огнеупорная кладка может оказаться ненужной, если тепловым и механическим условиям удовлетворяют полугнеупорные или теплоизоляционные материалы. В частности, в низкотемпературных печах с внутренним металлическим кожухом футеровка сводится к заполнению теплоизоляционными материалами пространства между внутренним и внешним кожухами.

Огнеупорная кладка выполняется, как правило, на растворе. В отличие от обычной строительной кладки, в которой цементный раствор, обладающий весьма высокой механической прочностью, связывая кирпичную кладку в монолитную массу, огнеупорный раствор по сравнению с кирпичом обладает ничтожной механической прочностью и является слабым местом кладки. Изоляционная кладка из кирпичей, блоков и плит выполняется «насухо» с пересыпкой вертикальных швов каждого ряда порошком из материала кладки. Распорные столбики между огнеупорной кладкой и кожухом при засыпной теплоизоляции стен обычно выполняются из теплоизоляционных кирпичей на огнеупорном растворе с добавкой жидкого стекла.

В табл. 8-1 приведена классификация различных видов кладки с указанием способов заполнения швов, в табл. 8-2 даны составы растворов для печных кладок, а в табл. 8-3 и 8-4 — составы огнеупорных набивок, обмазок и бетонов.

Таблица 8-1

## Классификация кладок по характеру заполнения швов

Категория кладки	Заполнение швов	Толщина шва, мм	Примеры применения
Особо тщательная огнеупорная кладка	Жидким раствором с зернами не больше 1 мм	1,0—1,5	Шамотная кладка соляных ванн, кладка ванн печей для плавки алюминия, меди и т. д.
Тщательная огнеупорная кладка	Полугустым раствором с зернами до 2 мм	2,0—3,0	Шамотная и легковесно-шамотная огнеупорная кладка термических электропечей, своды плавильных ванн
Обычная изоляционная кладка при наличии внешнего кожуха	Насухо с пересыпкой швов порошком из материала кладки	2,0—5,0	Изоляционная кладка подов, стен и сводов всех видов электрических печей диатомитовым, пеношамотным, ультралегковесным и асбовермикулитовым кирпичом

Таблица 8-2

## Составы растворов для печных кладок

Наименование раствора	Объемный состав сухой массы	Крупность помола компонентов	Количество воды на 1 м <sup>3</sup> сухой смеси, л	Применение
Шамотный жидкий	Шамот молотый 75%	до 0,8 мм	600	Шамотная кладка соляных ванн и ванн плавильных печей с толщиной шва до 1 мм
	Глина огнеупорная молотая 25%	„ 0,8 „		
Шамотный полугустой	Шамот молотый 70%	„ 2 „	500	Шамотная и легковесношамотная кладка термических печей с толщиной шва 2—3 мм
	Глина огнеупорная молотая 30%	„ 1 „		

При конструировании и выполнении огнеупорной кладки необходимо руководствоваться следующими основными положениями:

1. Для заданной рабочей температуры необходимо выбирать наиболее дешевый и недефицитный огнеупорный материал, удовлетворяющий конкретным условиям работы печи.

2. Толщина огнеупорной кладки должна быть минимальной, но достаточной по условиям строительной устойчивости, а также по условиям размещения и крепления нагревательных элементов. Излишняя толщина огнеупорной кладки увеличивает тепловые потери и теплосодержание футеровки, увеличивает вес печи и в ряде случаев удорожает футеровку.

3. При выполнении кладки необходимо стремиться обойтись стандартными огнеупорными кирпичами и нормализованным фасонным огнеупором. Применение нового сложного фасонного огнеупора, удорожающее футеровку и удлиняющее время изготовления печи, может допускаться лишь в случаях, когда это обосновано конкретными условиями.

4. В отдельных случаях при выполнении огнеупорной кладки производится теска кирпичей и фасонов. Необходимо иметь в виду, что теска, помимо ослабления механической прочности кирпича, приводит к образованию поверхностей, легко поддающихся воздействию агрессивной среды, например расплавленного металла и шлаков.

5. Для обеспечения механической прочности и устойчивости кирпичная кладка должна обязательно выполняться «вперевязку», т. е. со сдвигом швов вышележащего ряда относительно швов нижележащего ряда.

6. Огнеупорная кладка должна производиться с обязательным выполнением температурных швов (см. ниже).

## б) Кладка пода и стен

Толщина огнеупорной кладки может иметь различную величину, кратную одному из размеров нормального кирпича. Наиболее распространенный стандартный огнеупорный кирпич имеет размеры 230×113×65 мм. Кладка толщиной в 65 мм называется кладкой в четверть кирпича, 115 мм — в половину кирпича, 230 мм — в один кирпич, 345 мм — в полтора кирпича, 460 мм — в два кирпича и т. д.

Горизонтальная кладка с толщиной одного слоя в 65 мм называется кладкой «на плашку», 115 мм — «на ребро» и 230 мм — «на торец» (или «тычком»).

Местные неровности стен со стороны, обращенной внутрь печи, не должны превышать ±5 мм. Отклонение стен от вертикали не должно превышать 5 мм на 1 м высоты, а для стен высотой более 3 м оно должно быть не более 15 мм. Смачивание водой огнеупорного и изоляционного кирпича, а также поливка кладки не допускаются. Тески лицевых

поверхностей кирпича, обращенных внутрь печи (к газам, шлаку или расплавленному металлу), допускать нельзя. Кирпичи с отбитыми углами и ребрами и стесанными поверхностями укладываются внутрь кладки.

Если кладка выполняется из нескольких слоев, например динас — шамот — изоляционный кирпич или шамот — изоляционный кирпич, то каждый слой выкладывается самостоятельно.

При кладке стен высотой более 1,5 м для соединения огнеупорной кладки с изоляционной огнеупорные кирпичи выпускаются в наружный слой на полкирпича в местах совпадения этих рядов по высоте стены.

В огнеупорной и полуогнеупорной кладках стен необходимо по длине и ширине предусматривать температурные швы для шамотного кирпича из расчета около 10 мм на 1 пог. м кладки. По высоте кладки температурные швы, как правило, не предусматриваются, ввиду того что кладка имеет возможность свободного роста вверх за счет верхнего слоя тепловой изоляции. Лишь для весьма высоких шахтных печей (порядка 10 м и выше) может возникнуть необходимость секционирования кладки по высоте для ограничения сдвига верхних нагревательных элементов относительно выводов, закрепленных в отверстиях металлического кожуха. В таких случаях каждую секцию огнеупорной и полуогнеупорной кладок следует поддерживать металлическими кольцами, опирающимися на металлоконструкцию кожуха печи.

Теплоизоляционная часть футеровки не требует температурных швов, поскольку она делается либо из весьма прочного в механическом отношении кирпича без раствора и с промежутками между кирпичами, либо из засыпки. В виде исключения для теплоизоляции иногда применяется обычный строительный кирпич, и тогда изоляционная кладка должна выполняться с температурными швами.

### в) Кладка сводов и арок

Пролеты сводов и арок выбирают с учетом количества целых кирпичей в каждом ряду, по возможности нечетного. Количество прямых и клиновых кирпичей в зависимости от центрального угла, пролета, стрелки и толщины свода определяют с учетом внешней и внутренней дуг свода и толщин применяемых кирпичей.

Наибольшее распространение имеют арочные своды с центральным углом, равным 60°; в этом случае внутрен-

Таблица 8-3

Составы огнеупорных набивок и обмазок

Наименование	Объемный состав сухой массы	Крупность помола компонентов	Количество воды или раствора на 1 м <sup>3</sup> сухой смеси, л	Применение
Набивка шамотно-глинистая	Шамот молотый 70%	До 3 мм	150—200	Забивка пустот в шамотной и легковесно-шамотной кладках в местах прохода трубок и других деталей
	Глина огнеупорная молотая 30%	" 2 "		
Обмазка шамотно-глинистая	Шамот молотый 75%	" 3 "	350—400	Уплотнительная обмазка наружной поверхности кладки сводов термических печей
	Глина огнеупорная молотая 25%	" 2 "		
Обмазка графито-шамотная	Шамот молотый 60%	" 1 "	350—400 л водного раствора жидкого стекла (60 весовых % жидкого стекла плотностью 1,3 и 40% воды)	Уплотнение выводов нагревателей, терморлар и прочих элементов газонаполненных печей
	Графитовый порошок 40%	" 1 "		
Обмазка асбесто-шамотная	Шамот молотый 70%	" 1 "	То же	То же
	Асбестит 30%	Асбест, протертый на сите с отверстиями 5 мм		

## Составы огнеупорных бетонов для набивки дверец печей

№ п/п.	Рабочая температура, °С	Связующий материал	Крупность зерен наполнителя, мм	
			до 0,15	0,15—5
1*	1 400	Глиноземистый цемент, 1 весовая часть	—	Молотый шамот, 2—2,5 весовые части
2**	1 200	Португальский цемент, 1 весовая часть	Шамотный порошок, 0,3—1 весовая часть	То же
3***	900	Португальский цемент, 1 весовая часть	Диатомит молотый, 0,2—0,4 весовой части	Диатомитовый бой, 1 весовая часть

## Технологические указания

\* 500—550 л воды на 1 м<sup>3</sup> сухой смеси. Выдержка в течение 2 суток при комнатной температуре с периодическим смачиванием поверхности. Режим сушки и разогрева: а) постепенный нагрев до 50°С со скоростью 15—20°С/ч с выдержкой при 50°С 6 ч; б) аналогичный нагрев с 50 до 100°С с выдержкой при 100°С до полного высушивания; в) дальнейший подъем температуры одновременно с разогревом печи.

\*\* То же, что и пов. 1, но выдержка при комнатной температуре с периодическим смачиванием поверхности в течение не менее 10 суток.

\*\*\* То же, что в пов. 2, но с увеличением количества воды до 600—700 л на 1 м<sup>3</sup> сухой смеси.

ний радиус кривизны свода равен пролету свода или расстоянию между его пятами. Для облегчения выбора числа прямых и клиновых кирпичей арочного свода на рис. 8-1 приведены графики значений различных радиусов кривизны свода с центральным углом 60° для разных сочетаний числа стандартных прямых и клиновых кирпичей.

Арочный свод пролетом до 1,5 м, как правило, выполняется толщиной в половину кирпича; при больших про-

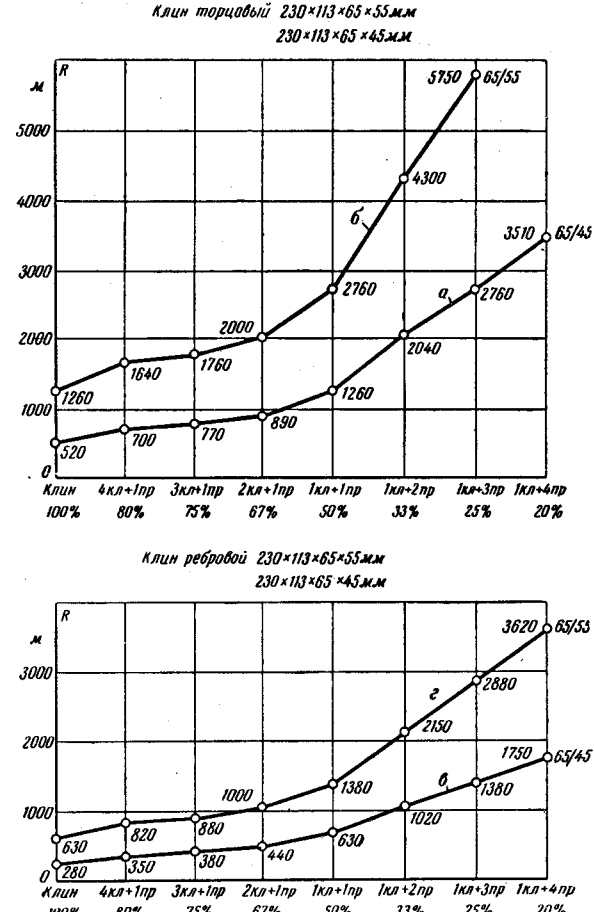


Рис. 8-1. Графики для выбора числа прямых и клиновых кирпичей при различных радиусах арочного свода с центральным углом 60°.

летах обычно применяется кладка свода толщиной в кирпич.

Кладка арочного свода может выполняться различными способами: а) кольцами (гладкий свод без перевязки); б) вперевязку; в) ребристым с чередованием низких и высоких колец. Различие этих видов кладки ясно из рис. 8-2. В термических электрических печах сопротивления при рабочей температуре до  $1350^{\circ}\text{C}$  чаще всего применяется

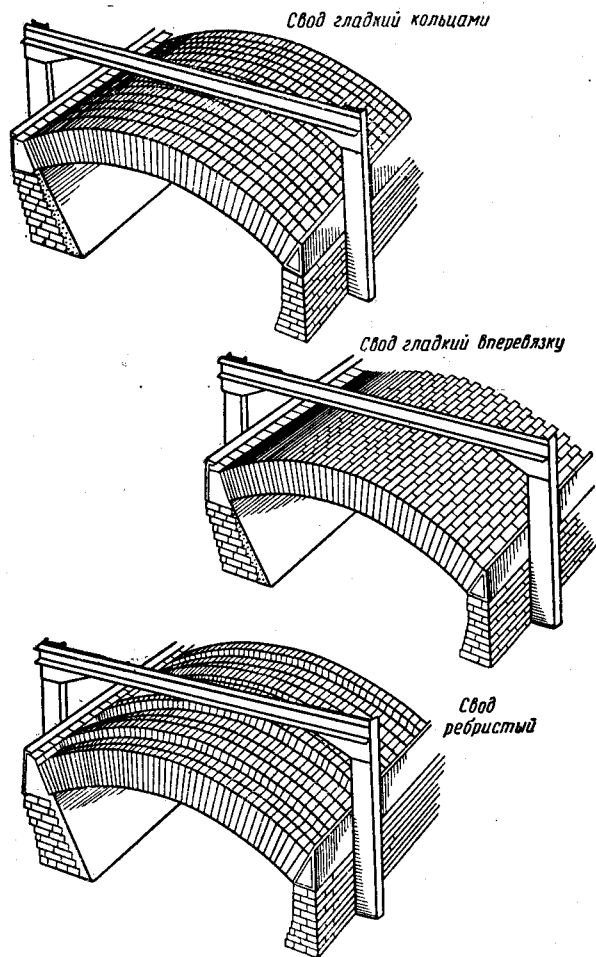


Рис. 8-2. Различные виды кладки арочных сводов.

наиболее простой вид кладки арочного свода — гладкий кольцами.

При значительных пролетах для уменьшения габаритной высоты печи иногда целесообразно применять подвесной свод из специальных фасонных кирпичей или блоков с пазами или отверстиями в верхней части для подвески к металлической конструкции верхней части кожуха печи.

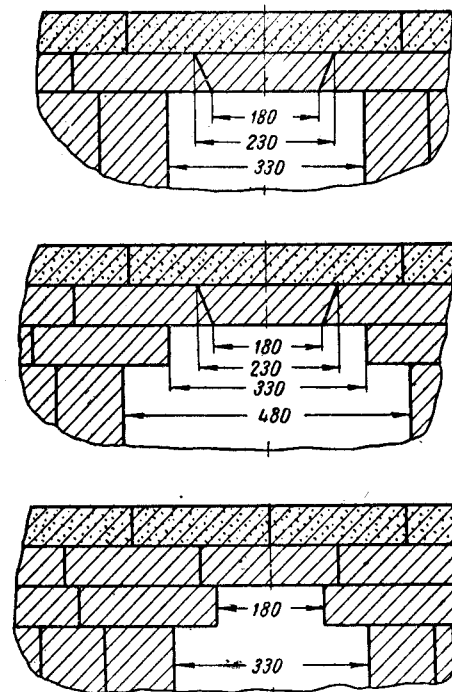


Рис. 8-3. Перекрытие небольших пролетов напуском.

Перекрытие пролетов до 450 мм выполняется напуском (рис. 8-3), за исключением мест, подверженных воздействию температуры свыше  $1250^{\circ}\text{C}$ , где применяются арочные перекрытия. При натесе на арки не допускается стесывание кирпича более чем на половину его толщины; при этом кирпич укладывается на ребро. Пяты арок и сводов рекомендуется углублять в стены на 20—30 мм (рис. 8-4). Пяты сводов должны быть параллельными. Своды и арки

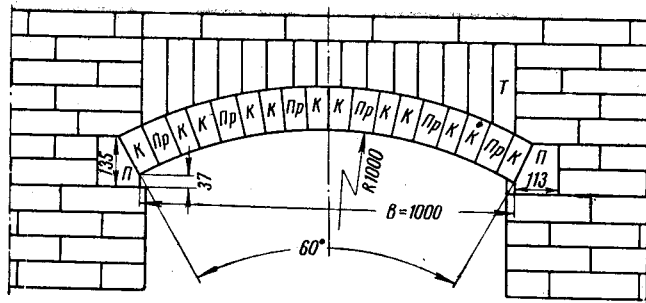


Рис. 8-4. Перекрытие проема арочным сводом.  
 Пр — прямой кирпич  $230 \times 113 \times 65$ ; П — пятовый кирпич  $230 \times 113 \times 135$ ;  
 Т — прямой кирпич, тесанный по месту; К — клин ребровой  $230 \times 113 \times 65/55$ .

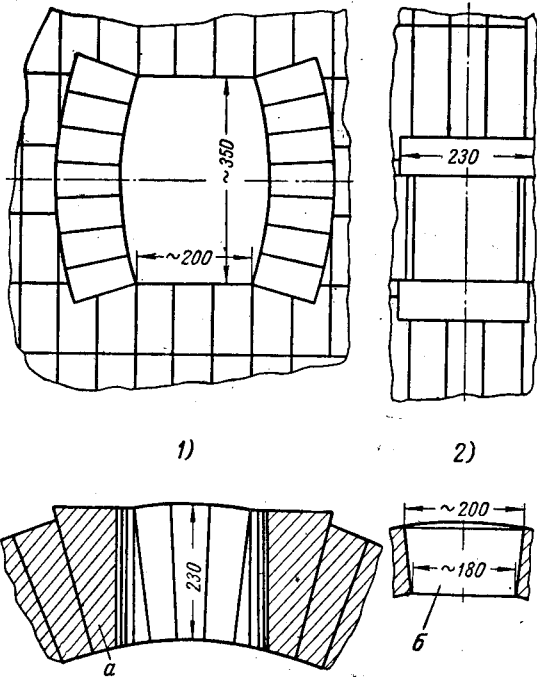


Рис. 8-5. Выполнение отверстий в арочном своде.  
 1 — отверстие с двумя арками (а — ребровой клин  $230 \times 113 \times 65/55$ , тесанный по месту); 2 — прямоугольное отверстие (б — прямой кирпич, тесанный по месту).

с пролетами до 3 м забиваются одним замком, а более 3 м — тремя. Как правило, замок должен быть забит нетесаным кирпичом.

Прямоугольные отверстия в сводах выполняются: размером до 200 мм — закладкой двух кирпичей, свыше 200 мм — двумя арочками (рис. 8-5).

Отверстия в своде можно также выполнять с применением набивных масс. В предварительно выложенное штрабой (ступенчатое) отверстие устанавливается деревянная форма. Зазоры между формой и штрабой забиваются: в шамотных сводах — огнеупорным бетоном или набивкой массой, в диасовых — слегка увлажненной массой состава 85—90 весовых процентов молотого диаса или кварцевого песка и 15—10% огнеупорной глины. Для облегчения удаления формы ее обертывают толем или пергамином с подкладкой толя на опалубку.

### 8-3. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

По характеру материала, применяемого для изготовления, нагревательные элементы разделяются на металлические и неметаллические. К неметаллическим, в частности, относятся нагреватели из карборунда, угля и графита, а также нагреватели в виде расплавленных солей или стекольных масс.

В промышленных электрических печах сопротивления наибольшее распространение имеют металлические нагревательные элементы, по форме поперечного сечения заготовки подразделяющиеся на проволочные и ленточные. Разновидностью ленточного нагревательного элемента можно считать нагревательный элемент любой формы из листовой заготовки.

Проволочные нагревательные элементы имеют две основные разновидности: в виде спиралей, чаще цилиндрических, а в отдельных случаях плоских, и в виде зигзагообразных или иным способом размещаемых проволочных секций (в частности, стержневые нагреватели из круглой заготовки диаметром 8—12 мм). Разновидностями ленточных нагревательных элементов являются зигзагообразные и так называемые ободовые элементы (см. ниже).

По способу ремонта и замены в эксплуатации нагревательные элементы разделяются на стационарные (ремонтируемые и заменяемые после остывания печи) и выемные (заменяемые без остывания и длительной остановки печи).

При конструировании и эксплуатации нагревательных элементов необходимо учитывать следующие моменты:

а) возможность химического взаимодействия материала нагревательного элемента с материалом соприкасающейся с ним футеровки или керамической опоры;

б) возможность вредного влияния газовой среды на материал нагревательного элемента;

в) особые условия службы нагревательных элементов, например в вакуумных печах, где во избежание разрядов между выводами разных фаз часто возникает необходимость в пониженном напряжении.

При температурах выше  $900^{\circ}\text{C}$  рекомендуется не допускать непосредственного соприкосновения нагревательных элементов с огнеупорной кладкой из шамота, легковесного шамота или пеношамота во избежание образования легкоплавких соединений материала нагревательного элемента с отдельными компонентами огнеупорного материала, например окислами железа. Для крепления нагревательных элементов здесь необходимо применять керамические детали из высококачественных огнеупорных масс с минимальным содержанием вредных примесей (шамот класса А, высокоглиноземистый огнеупор или электрокорунд).

К химическим воздействиям газовой среды наиболее устойчивы нагревательные элементы из нихрома марки Х20Н80. Железохромоалюминиевые нагревательные элементы в среде с окисью углерода приобретают хрупкость за счет науглероживания; однако, учитывая их высокую жаростойкость, хромоалюминиевые нагреватели могут применяться в газовых средах с окисью углерода.

#### 8.4. КОНСТРУКЦИИ ЛЕНТОЧНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Ленточные нагреватели чаще всего применяются в виде зигзагообразных секций, размещаемых в вертикальном (на стенках) или горизонтальном (на поде и своде) положениях. Существуют опытные конструкции зигзагообразных ленточных нагревателей в виде вертикальных секций, подвешиваемых при помощи керамических трубок под сводом или над подом печи.

Основные соотношения размеров ленточных зигзагов см. рис. 8-6.

Для обычных зигзагообразных нагревателей чаще всего применяется лента с отношением  $m = b : a = 10$ .

Шаг зигзага  $t$  рекомендуется принимать  $2b$ . При навеске нагревателей на крючки величину шага часто приходится увязывать с размещением крючков в кирпичной кладке. Например, при навеске зигзагообразных нагревателей на

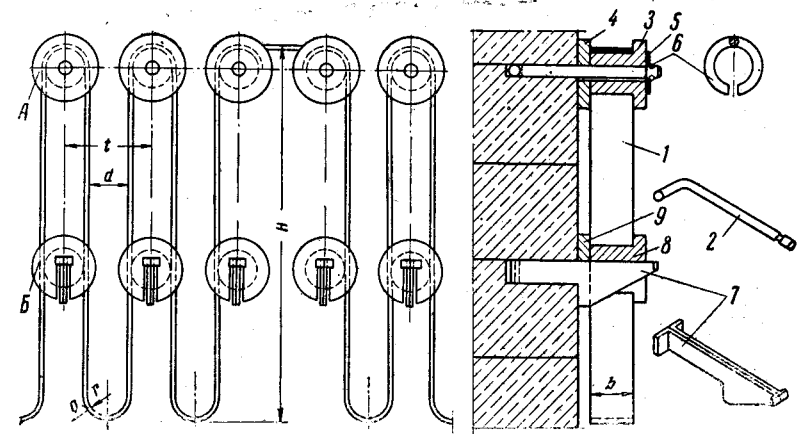


Рис. 8-6. Размещение ленточных зигзагообразных нагревательных элементов на стенке печи.

А — вариант крепления с круглым крючком; Б — вариант крепления с крючком из листа или ленты; 1 — секция ленточного нагревателя; 2 — круглый крючок; 3 — керамическая втулка; 4 — керамическая шайба; 5 — металлическая шайба; 6 — удерживающий хомут из проволоки; 7 — крючок из листа или ленты; 8 и 9 — керамические втулка и шайба с пазами под плоский крючок.

металлические крючки в пазах прямых кирпичей стандартного размера шаг зигзага должен укладываться в размере 232 мм (длина стандартного кирпича со швом) целое число раз согласно данным табл. 8-5.

Таблица 8-5

#### Нормальные значения шага ленточного нагревателя на плоской стенке

Количество крючков на 1 кирпич (на 232 мм)	Шаг зигзагообразного ленточного нагревателя $t$ , мм	Ширина ленты нагревателя $b$ , мм
3	77	35—40
4	58	25—30
5	46	20—25
6	39	18—20
7	33	16—18
8	29	14—16



При навеске зигзагообразных ленточных нагревателей на цилиндрических стенках шаги зигзагов  $t$  обычно выбирают с учетом внутреннего диаметра печной камеры исходя из целого количества крючков на один секторный кирпич огнеупорной кладки.

Высота зигзага  $H$  для секций, подвешиваемых на крючках, как правило, не должна превышать  $10b$  (или  $100a$ ). Для зигзагообразных секций, размещаемых горизонтально на рамках или керамических гребенках, высота зигзага не ограничивается.

Для зигзагообразных ленточных нагревателей характерны следующие виды подвесок и опор:

а) на вертикальных стенках — подвеска на крючках из проволоки, ленты или керамики;

б) над подом — укладка на керамических гребенках или специальной фасонной керамике, заделанной в футеровку пода;

в) под сводом — подвеска на металлических крючках непосредственно или посредством керамических трубок;

г) на рамках — укладка на керамических гребенках или специальной фасонной керамике, монтируемой на металлической конструкции, легко вынимаемой из печи.

Ободовыми нагревателями принято называть ленточные нагреватели, выполняемые таким образом, что широкая грань ленты располагается перпендикулярно заданному направлению теплового потока. Для увеличения жесткости ободовые нагреватели выполняются обычно с профилированием сечения.

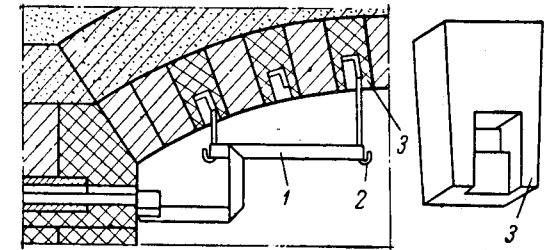
Специфическими исполнениями ободовых нагревателей являются нагреватели из листа в виде трубы, муфеля или отдельных штампованных секций. Ободовые нагреватели по сравнению с зигзагообразными отличаются уменьшенным удельным расходом нагревательного сплава. К недостаткам их относятся сложность изготовления и необходимость пониженного напряжения для питания; в большинстве случаев они требуют понижающих трансформаторов.

Подвеска зигзагообразной нагревательной секции на стенке печи показана на рис. 8-6.

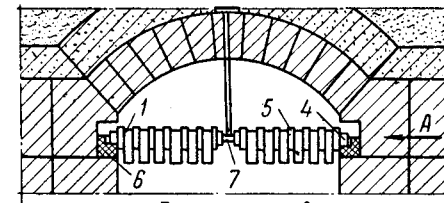
В простейшем случае петля зигзага навешивается на металлический крючок, закладываемый в паз кирпича огнеупорной кладки; ниже крючка на металлический штырь надеваются керамическая втулка и шайба, препятствующие соприкосновению смежных полос зигзага друг с другом и

огнеупорной кладкой. Вместо крючка может применяться штырь со втулкой и шайбой.

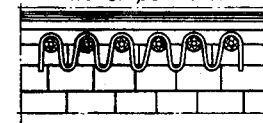
Крючки и штыри для крепления зигзагообразных нагревательных секций чаще всего выполняются из жаропрочной стали круглого сечения или нихромовой проволо-



а)



По стрелке А



б)

Рис. 8-7. Размещение ленточных нагревателей на своде.

а — зигзагообразные секции на металлических крючках; б — зигзагообразные секции на керамических трубках; 1 — ленточный нагреватель; 2 — металлический крючок; 3 — сводовый фасон с пазом для закладки крючка; 4 — 6 — керамические трубка, шайба и гнездо для трубки; 7 — опорный стержень с подвеской.

ки  $\varnothing 6-8$  мм. При крупных сечениях ленты ( $30 \times 3$  мм и выше) механическая прочность круглого крючка при температурах выше  $1000^\circ\text{C}$  часто оказывается недостаточной, что приводит к изгибу отдельных крючков от консольной нагрузки. Предприятием «Сибпромэлектропечь» разработана и освоена конструкция металлического крючка из ленты

с соответствующей керамикой (рис. 8-6). Преимуществами этой системы подвески зигзагов являются значительно большая прочность крючка и возможность изготовления крючков из отходов ленты или листа. При конструировании их следует избегать установки шплинтов, поскольку сверловка жаропрочной стали является трудоемкой операцией и требует заметного расхода сверл.

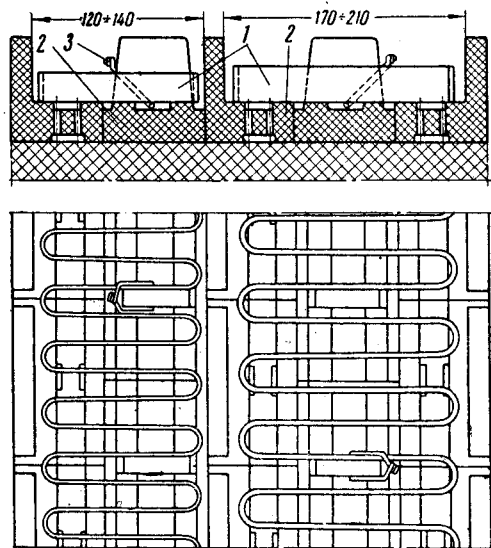


Рис. 8-8. Размещение ленточных зигзагообразных нагревательных элементов на поде.

1 — секция ленточного нагревателя; 2 — фасонная керамика; 3 — привязка ленты.

Иногда вместо металлических крючков и штырей применяются керамические крючки.

Подвеска сводовых нагревательных элементов в виде ленточных зигзагов показана на рис. 8-7, а и б. Последняя система, разработанная НИО ОКБ «Электропечь», является опытной.

Пример размещения подовых зигзагообразных секций из ленты показан на рис. 8-8.

## 8-5. КОНСТРУКЦИИ ПРОВОЛОЧНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Проволочные нагреватели чаще всего применяются в виде цилиндрических спиралей. В низкотемпературных печах и калориферах находят применение свободно подвешенные спирали с местными закреплениями на изоляторах. В печах средних и высоких температур спирали, как правило, лежат по всей своей длине в пазах или на выступах огнеупорной футеровки или навешиваются на керамические трубки.

Шаг намотки спирали  $t$  рекомендуется принимать равным не менее  $2d$ ; чем больше шаг, тем при прочих равных условиях меньше взаимное экранирование витков спирали. Величина среднего диаметра спирали  $D$  имеет весьма важное значение: чем больше  $D$ , тем при прочих равных условиях большую мощность нагревателя можно разместить на единице внутренней поверхности печной камеры.

Однако с увеличением диаметра спирали значительно уменьшается ее механическая прочность, что может привести к деформации витков под действием собственного веса. Для свободно лежащих спиралей из жаропрочных материалов (нихромов и хромоникелевых сталей) отношение среднего диаметра спирали к диаметру проволоки рекомендуется принимать равным: не более 9 — для температуры нагревателя на пределе возможности его применения, 11 — для нагревателя, работающего со значительным запасом по температуре. Для хромоалюминиевых нагревательных сплавов отношение  $D/d$  обычно принимается равным не более 5—8.

При навеске спиралей на керамические трубки указанные ограничения отпадают, поскольку каждый виток спирали имеет устойчивое равновесие и в процессе нагрева может лишь несколько вытянуться. В этих случаях внутренний диаметр спирали выбирают по конструктивным соображениям, обычно на 5—10 мм больше наружного диаметра керамической трубки. Учитывая, что эффективность излучения проволочной спирали, уложенной на полочку и навешенной на трубку, практически одинакова, применение спиралей на трубках позволяет получить большую удельную мощность нагревательных элементов на 1 м<sup>2</sup> внутренней поверхности печной камеры.

Примеры размещения проволочных спиралей показаны на рис. 8-9.

На рис. 8-10 показан зигзагообразный нагревательный элемент из толстой проволоки, широко применяемый в печах американской фирмы Хеви Дьюти. Такое исполнение

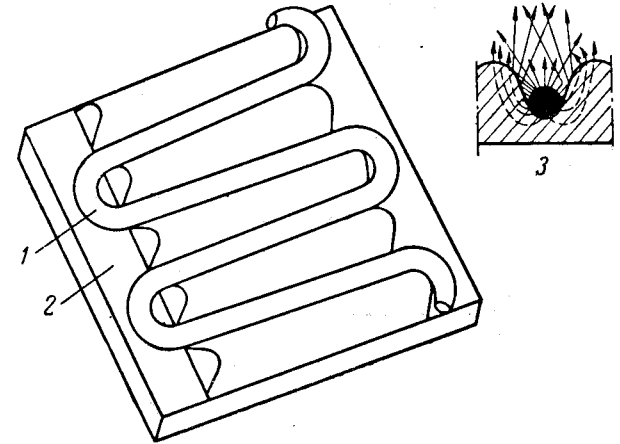


Рис. 8-10. Типовой нагревательный элемент фирмы Хеви Дьюти.

1 — проволока; 2 — высокотеплопроводная керамика; 3 — схема теплоотдачи.

в сочетании со специальной ребристой керамикой отличается высокой степенью долговечности и надежности в работе.

### 8-6. СОЕДИНЕНИЕ И ВЫВОДЫ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Соединение отдельных секций нагревательных элементов и присоединение к ним выводных стержней выполняются посредством электрической или газовой сварки. По технологическим соображениям нагреватели тонких сечений удобно соединять дуговой сваркой на постоянном токе; для этой цели применяется также сварка независимой дугой переменного тока, горящей между двумя угольными электродами.

Сварка нагревателей осуществляется, как правило, внахлестку фланговыми швами. Суммарное сечение сварочных швов должно составлять не менее двойного сечения нагревателя.

В соединении нагревателей внахлестку не следует допускать лобовых швов, так как при этом возможны подре-

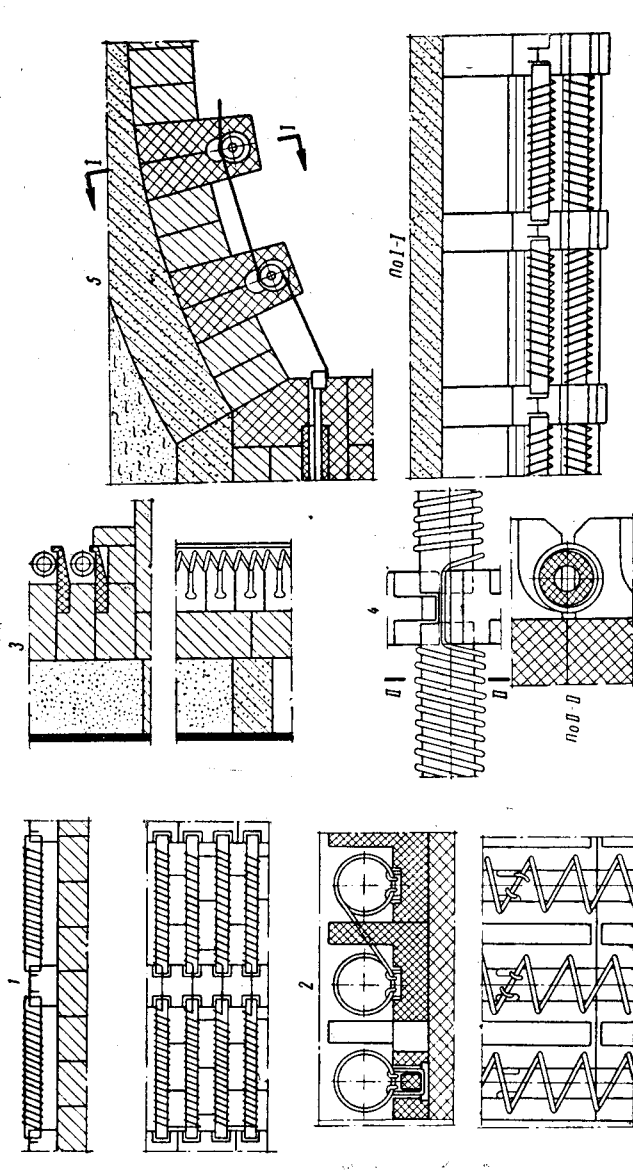


Рис. 8-9. Размещение проволоочных спиралей на поде, стенке и своде.

1 — половые спирали на трубках; 2 — половые спирали на специальной керамике; 3 — спирали на полочках; 4 — спирали на трубках и консолях; 5 — сводные спирали на грубоках.

зы и прожоги вблизи места стыка, уменьшающие сечение и вызывающие местные перегревы нагревателя.

Сварка проволочных и ленточных нагревателей показана на рис. 8-11 (1 и 2).

Нагреватели с выводами соединяются различными способами посредством различных накладок и хомутиков. На рис. 8-11 (3 и 4) показана система соединения проволочно-

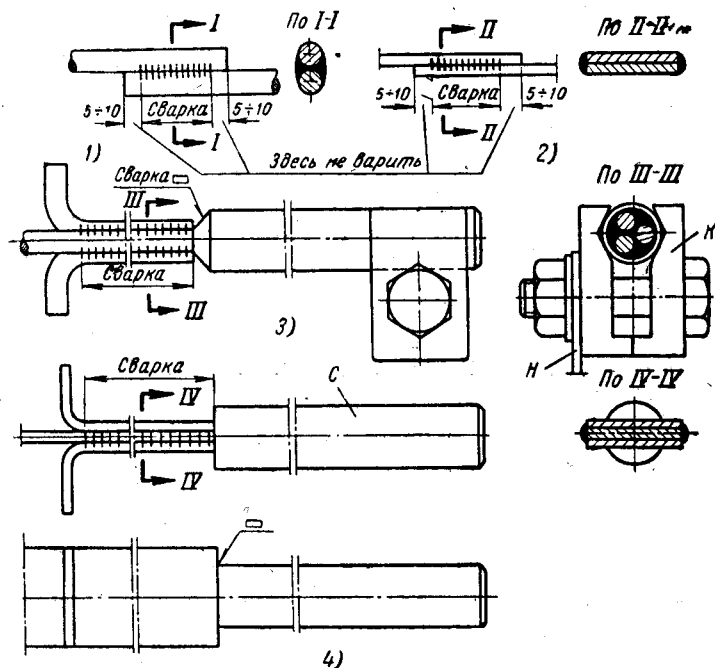


Рис. 8-11. Сварка нагревательных элементов и приварка выводов.

- 1 — сварка проволочного нагревателя; 2 — сварка ленточного нагревателя; 3 — вывод проволочного нагревателя; 4 — вывод ленточного нагревателя; К — контактный зажим; Н — кабельный наконечник или шина токоподвода; С — выводной стержень.

го и ленточного нагревателей с выводным стержнем круглого сечения. В месте прохода через футеровку сечение нагревателя должно быть увеличено в 2—3 раза во избежание перегрева в условиях затрудненной теплоотдачи. Проще всего это осуществляется приваркой к нагревателю двух накладок из обрезков того же материала, из которого выполняется нагреватель. Для опоры вывода нагревателя

о внутреннюю поверхность футеровки накладки отгибаются под прямым углом. Выводной стержень обычно имеет цилиндрическую форму, что облегчает уплотнение его в арматуре вывода. Сечение выводного стержня рекомендуется брать равным двум-трем сечениям нагревателя. Из экономических соображений (дешевизны изготовления и уменьшения электрических потерь в выводе) наиболее под-

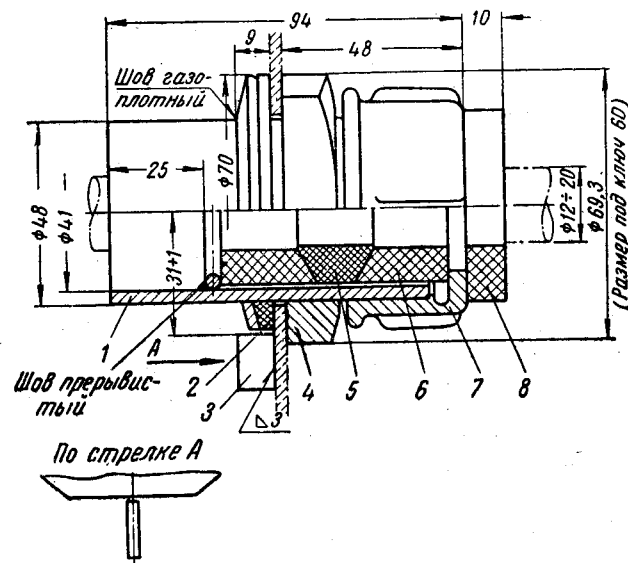


Рис. 8-12. Типовая конструкция арматуры вывода нагревателя.

- 1 — стакан (из газовой трубы  $1\frac{1}{2}''$ ); 2 — прокладка (асбест); 3 — стопорная планка; 4 — контргайка  $1\frac{1}{2}''$ ; 5 — набивка (асбестовый шнур); 6 — изолятор (керамика); 7 — колпак  $1\frac{1}{2}''$ ; 8 — шайба (керамика).

ходящим материалом для выводного стержня является ма- лоуглеродистая сталь, причем длина стержня должна приниматься с таким расчетом, чтобы место стыка стержня с нагревателем находилось при температуре не выше  $400^\circ\text{C}$ .

Во избежание окисления контактной поверхности токоподвода в условиях повышенной влажности рекомендуется осуществлять гальваническое покрытие выводного стержня (омеднение, никелирование и пр.) либо выполнять стержень из нержавеющей стали.

Пример присоединения кабельного наконечника или перемычки к выводному стержню при помощи специально-

го зажима дан на рис. 8-11, 3. Зажим состоит из двух половинок, прижимающихся к выводному стержню одним болтом. При массовом и крупносерийном изготовлении зажимы рекомендуется штамповать.

Арматура вывода нагревателя, монтируемая на стенке кожуха печи, должна обеспечивать изоляцию вывода от металлоконструкций печи, фиксацию вывода от осевых пе-

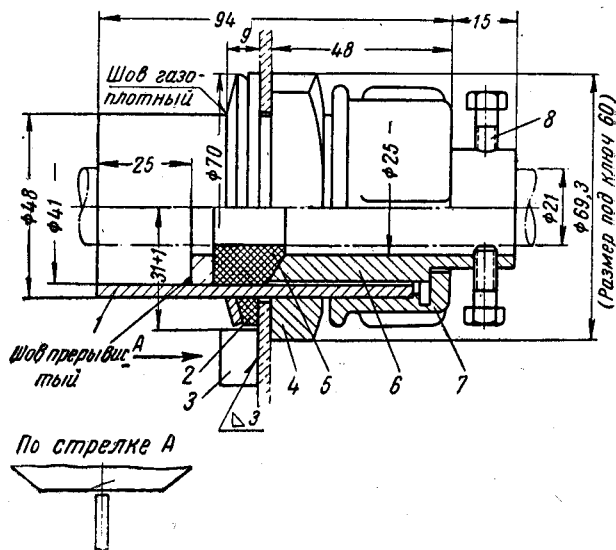


Рис. 8-13. Типовая арматура уплотнения термопары.  
1 — стакан (из газовой трубы 1 1/2"); 2 — прокладка (асбест); 3 — стопорная планка; 4 — контргайка 1 1/2"; 5 — набивка (асбестовый шнур); 6 — втулка (сталь); 7 — колпак 1 1/2"; 8 — стопорный болт.

ремещений и уплотнение вывода во избежание излишних потерь тепла и утечек газа из печи. Один из вариантов типовой конструкции арматуры вывода нагревателя показан на рис. 8-12.

Арматура вывода термопары в принципе аналогична арматуре вывода нагревателя (рис. 8-13).

### 8-7. КОЖУХ ПЕЧИ

Кожух электрической печи сопротивления обычно имеет силовой каркас, воспринимающий основные механические нагрузки в процессе работы печи, и обшивку, удерживающую теплоизоляционный слой футеровки от рассыпа-

ния и обеспечивающую полную или относительную герметичность печи. Для печей, работающих с защитной атмосферой, необходима полная герметичность кожуха; для печей, работающих без защитной атмосферы, герметичность нужна лишь в той мере, в какой она способна предотвратить увеличенные тепловые потери за счет подсосывания в печь холодного воздуха, что особенно существенно для высоких вертикальных печей.

В отдельных случаях электрические печи могут выполняться и без сплошной обшивки кожуха.

Каркас кожуха должен обладать жесткостью, достаточной для восприятия веса футеровки, загрузки печи и механизмов, монтируемых на кожухе. Наибольшая нагрузка воспринимается нижней частью кожуха; при арочном своде необходимо также учитывать усилия распора арки при нагреве футеровки. Термическое расширение футеровки при нагреве в основном компенсируется температурными швами, однако усилия при расширении футеровки могут передаваться и на кожух, причем количественная оценка этих усилий обычно не поддается расчету. Существуют две основные формы кожухов: прямоугольная и круглая. Кожух в виде прямоугольного параллелепипеда применяется в камерных, конвейерных и толкательных печах, в печах с шагающим и пульсирующим подом и других видах печей.

Круглая, точнее цилиндрическая, форма кожуха характерна для большинства шахтных и некоторых колпаковых печей. Она благоприятна для восприятия значительных внутренних усилий при сравнительно небольшом расходе металла на изготовление кожуха.

При конструировании цилиндрического кожуха основным силовым элементом может служить его обшивка, которая обычно выполняется из листа толщиной 3—6 мм при диаметре кожуха 1 000—2 000 мм, 8—12 мм при диаметре кожуха 2 500—4 000 мм и 14—20 мм при диаметре кожуха порядка 4 500—6 500 мм.

При необходимости усиления цилиндра (обечайки) кольцевыми ребрами жесткости нужно учитывать ограничения в холодной вальцовке прокатных профилей, вследствие чего эти ребра лучше делать из листов.

В кожухе прямоугольной формы нижняя, верхняя, боковые и торцовые стенки выполняются соответственно различными условиям их работы. В кожухе горизонтальной печи нижняя стенка, обычно опирающаяся на фундамент, делается в виде сваренного из отдельных частей листа

с поперечными опорными швеллерами, связанными с вертикальными стойками каркаса.

При сравнительной простоте конструкции нижней стенки кожуха ее нужно изготавливать весьма тщательно и создать нужную плотность сварных швов (если требуется герметичность кожуха), так как после монтажа печи подваривать неплотные швы нижней стенки, как правило, невозможно.

Верхняя стенка кожуха в большинстве случаев не несет существенных механических нагрузок, кроме собствен-

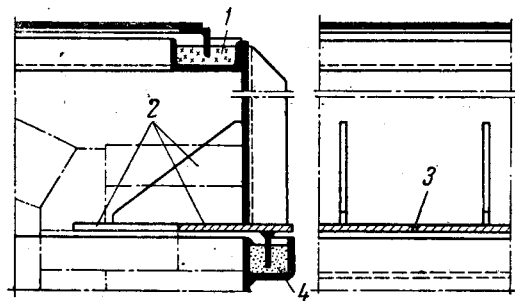


Рис. 8-14. Элементы металлоконструкций каркаса электрической печи сопротивления.

1 — сочленение крышки со стенкой газонаполненной печи (с битумным уплотнением); 2 — консольная опора футеровки; 3 — разрез в опорном листе; 4 — сочленение съемной стенки с основанием (песочный затвор).

ного веса. В печах, где не требуется герметичность кожуха, обшивка верхней стенки во всех случаях необязательна. В герметическом кожухе верхнюю стенку наиболее просто изготавливают следующим образом: верхнее обрамление боковых и торцовых стенок, а также верхние связи боковых стенок выполняют из швеллеров, обращенных корытом вверх; отдельные секции обшивки верхней стенки в виде отбортованных с четырех сторон листов или листов с обрамлением из приваренных уголков укладывают обрамляющими ребрами в корыта швеллерных связей и уплотняют гудроном (см. рис. 8-14). При этом отпадает необходимость крепления верхней обшивки болтами и создается надежное уплотнение верхней стенки.

Торцовые стенки каркаса обычно обшивают листами большей толщины, чем толщина остальных стенок, и при необходимости дополнительно ужесточают ребрами. Независимо от толщины торцовый лист у контура оконного

проема неизбежно подвергается местным перегревам, что приводит к его короблению и нарушению плотности прилегания дверцы. Радикальными мерами борьбы с короблением торцового листа у контура оконного проема являются отдаление контура выреза листа от контура проема футеровки на 40—60 мм, а также радиальные прорезы в листе длиной 50—100 мм с расстояниями между ними порядка 200—300 мм. Ширина прорезы, выполняемой в большинстве случаев кислородной резкой, не имеет значения и определяется технологическими соображениями.

Наиболее надежной конструкцией торцовой стенки, особенно для серийных высокотемпературных печей, следует считать конструкцию с плитами из чугунного литья, обладающими наибольшей стойкостью против коробления. Крепление чугунных плит к остову каркаса и сочленение отдельных плит обычно производятся болтами через асбестовые прокладки для уплотнения стенки и восприятия некоторых температурных деформаций плит. Однако и при изготовлении торцовой стенки из литых плит необходимо предусматривать радиальные прорезы у контура оконного проема для компенсации местных термических расширений.

Боковые стенки во многих конструкциях электрических печей сопротивления выполнялись в виде сваренных из отдельных частей листов толщиной 4—6 мм с наружными вертикальными ребрами из швеллеров, примыкающих к опорным швеллерам нижнего листа кожуха. При наличии арочного свода к листу изнутри печи приваривался продольный уголок или швеллер для передачи усилий бокового распора свода на вертикальные ребра боковых стенок.

Такая конструкция вызывает повышенный расход металла на кожух и ухудшает внешний вид. Более совершенным являются боковые стенки в виде решетчатого каркаса из прокатных профилей и полос, утопленного в теплоизоляционную часть футеровки печи и обшиваемого снаружи тонкими листами. Для придания жесткости можно либо отбортовывать листы обшивки, либо выдавливать в них волны («зиговка») аналогично тому, как это делается у щитов в дорожных машинах. При проработке конструкции и технологии изготовления боковых стенок кожуха необходимо считаться с требованием герметичности кожуха.

При конструировании кожухов крупных печей необходимо проверять габаритность сваренного кожуха по условиям железнодорожной транспортировки (см. гл. 5). Для

транспортировки собранного кожуха краном нужны чалочные устройства, если в конструкции нет естественных удобных мест зачалки. В длинных, не связанных сверху корытообразных конструкциях, например кожухах закалочных баков, необходимо во избежание значительных деформаций при транспортировке скреплять продольные стенки приваркой временных связей.

В кожухе колпаковой печи ответственным элементом конструкции является нижний лист с вырезанным по размерам муфеля круглым или прямоугольным отверстием. К этому листу относятся те же замечания, что и к листу торцевой стенки кожуха с оконным проемом, с той лишь разницей, что в колпаковой печи нижний лист кожуха держит на себе всю футеровку колпака. Для усиления нижний лист связывается со стенкой кожуха косынками, в промежутках между которыми устраиваются разгрузочные прорезы (рис. 8-14). Аналогично может решаться конструкция нижнего листа кожуха съемного свода. В ряде случаев нижний лист с косынками выполняется из жаропрочной стали.

## 8-8. МЕХАНИЗМЫ ЗАГРУЗКИ И РАЗГРУЗКИ

### а) Толкатели

В толкательной электрической печи расчетная величина потребного толкающего усилия (в  $\kappa\Gamma$ ) определяется по формуле

$$T = \Sigma Qf, \quad (8-1)$$

где  $\Sigma Q$  — наибольший суммарный вес одновременно находящейся в печи загрузки, включая вес поддонов, ящиков и других вспомогательных приспособлений, проталкиваемых через печь,  $\kappa\Gamma$ ;

$f$  — расчетный коэффициент трения, характеризующий усилие, необходимое на перемещение единицы веса загрузки при данной системе направляющих,  $\kappa\Gamma/\kappa\Gamma$ .

Для печей с рабочей температурой  $800^\circ\text{C}$  и выше загрузка, как правило, проталкивается на поддонах или башмаках по гладким жароупорным направляющим; при этом расчетный коэффициент трения обычно принимается равным 1. Для роликовых направляющих, обычно применяемых в конструкциях при рабочих температурах до  $800^\circ\text{C}$ , расчетный коэффициент трения может приниматься рав-

ным 0,5—0,7. Незначительный эффект от роликовых направляющих в печах объясняется невозможностью смазки роликов и неблагоприятным соотношением между внешним диаметром ролика и диаметром его оси или цапфы.

Определив потребное толкающее усилие и приняв величину скорости проталкивания, нетрудно подсчитать полезную мощность толкателя ( $\kappa\text{вт}$ ) по формуле

$$N = \frac{Tv}{6120}, \quad (8-2)$$

где  $T$  — толкающее усилие,  $\kappa\Gamma$ ;  
 $v$  — скорость проталкивания,  $\text{м/мин}$ .

Для толкателя с электромеханическим приводом обычная кинематическая схема механизма выглядит следующим образом: асинхронный электродвигатель — зубчатый или червячный редуктор — открытая зубчатая или цепная передача от редуктора к рабочему органу толкателя — рабочий орган толкателя (винт, рейка, тяговая цепь, кулиса и т. д.).

Установленная мощность приводного электродвигателя ( $\kappa\text{вт}$ ) определяется по формуле

$$P = \frac{N}{\eta_{\text{общ}}} k, \quad (8-3)$$

где  $N$  — полезная мощность толкателя,  $\kappa\text{вт}$ ;

$\eta_{\text{общ}}$  — общий к. п. д. кинематической схемы; его величина колеблется в пределах от 0,15 — 0,2 при червячном редукторе и винте до 0,5 — 0,6 при цилиндрических передачах и рейке;

$k$  — коэффициент запаса мощности, принимаемый обычно в пределах 1,2 — 1,4.

Правильно сконструированный толкатель должен иметь все звенья кинематической схемы равнопрочными в расчете на перегрузку при максимальном крутящем моменте, развиваемом приводным двигателем (опрокидывающем моменте двигателя). Тогда при аварийном режиме работы толкателя, например при упоре хобота толкателя в дверцу печи, не будет происходить поломок звеньев кинематической схемы, а двигатель отключится в результате срабатывания тепловой защиты пускателя. Если по той или иной причине равнопрочность всех звеньев кинематической цепи не может быть обеспечена, например при установке двигателя заведомо повышенной мощности, необходимо устройство, предохраняющее механизм от поломки при перегрузке (срезной штифт, муфта предельного момента и т. д.).

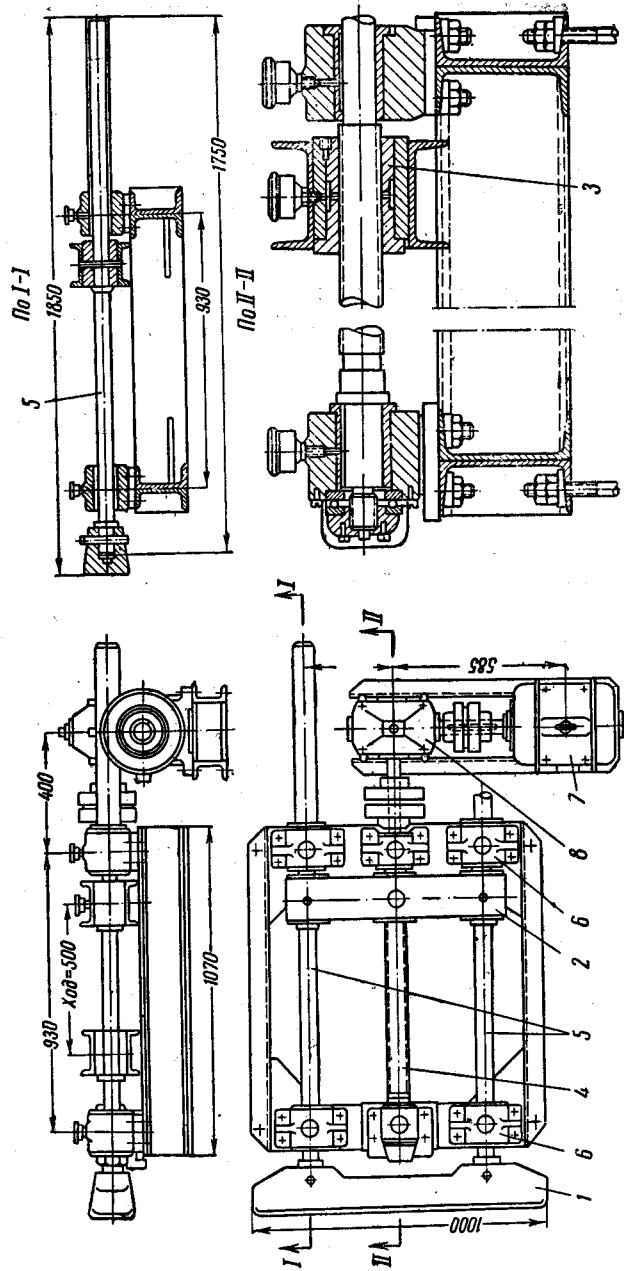


Рис. 8-15. Винтовой толкатель с совмещением винта и траверсы в одной плоскости.

1 — башмак; 2 — траверса; 3 — ходовая гайка; 4 — ведущий винт; 5 — толкающие штанги; 6 — направляющие толкающих штанг; 7 — электродвигатель; 8 — червячный редуктор.

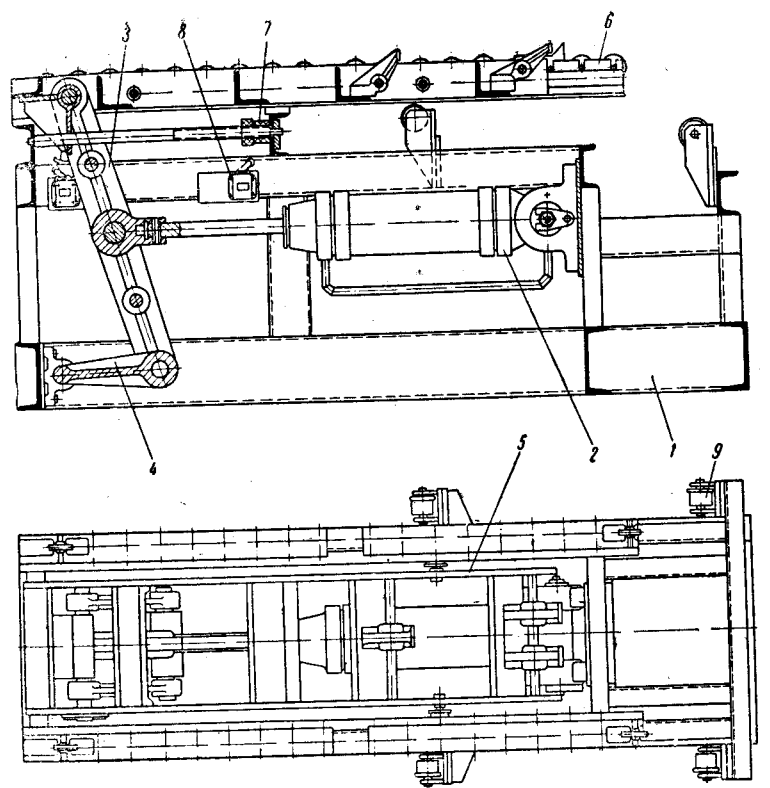
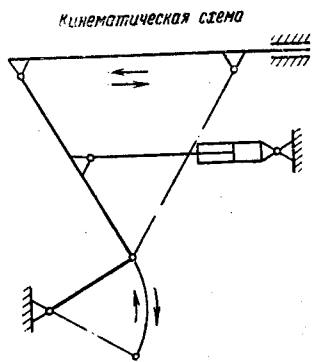


Рис. 8-16. Рычажный толкатель печи для газовой цементации.

1 — рама; 2 — гидравлический цилиндр; 3 — толкающий рычаг; 4 — вспомогательный рычаг; 5 — каретка; 6 — роликовые направляющие; 7 — буфер (резиновая втулка); 8 — конечный выключатель; 9 — роликовые опоры муфеля печи.





Жаропрочные направляющие в камере толкательной печи обычно выполняются двух типов: а) из проката в виде бруса круглого или прямоугольного сечения; б) литые направляющие корытного профиля, позволяющие проталкивание загрузки на поддонах и башмаках. Чаще всего применяются сплошные направляющие, закрепленные на загрузочном фронте печи и свободно расширяющиеся в сто-

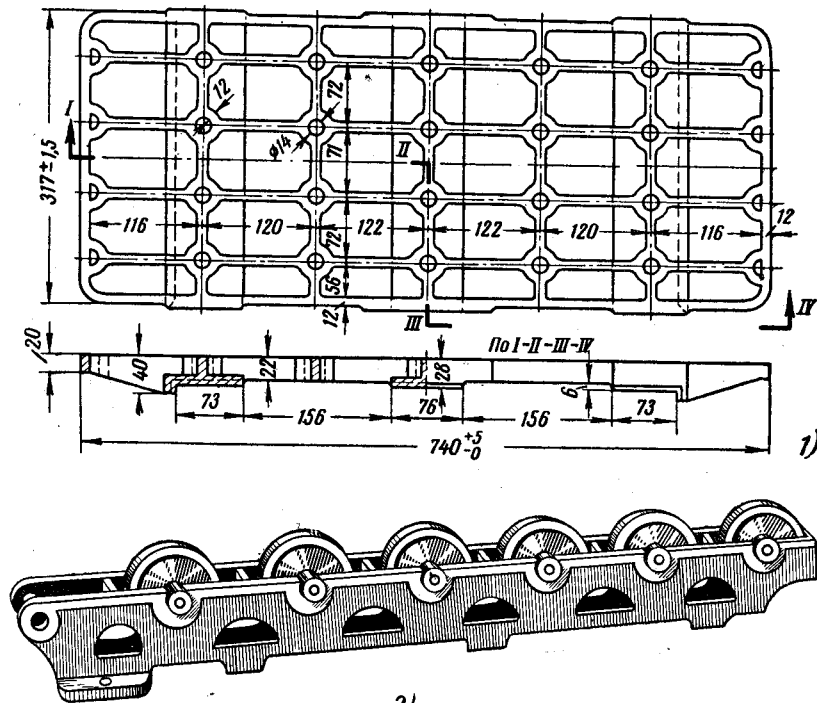


Рис. 8-17. Поддон (1) и роликовая направляющая (2) толкательной печи.

рону разгрузки. При укладке направляющих из проката следует обращать серьезное внимание на величину пролета между опорами и проверять напряжения изгиба исходя из длительной прочности в условиях данной температуры печи (расчет на устойчивость к ползучести). Если конструкция пода это позволяет, лучше давать опору направляющей по всей ее длине. При этом можно, уменьшив сечение и вес направляющих, не беспокоиться об их механи-

ческой прочности даже в условиях повышения температуры печи сверх номинальной.

На рис. 8-15 показана конструкция винтового толкателя с электромеханическим приводом, а на рис. 8-16 — рычажного толкателя с гидравлическим приводом. На рис. 8-17 показаны литой поддон и секция роликовой направляющей.

### б) Конвейеры

В конвейерной электрической печи расчетная величина окружного усилия на ведущем барабане определяется из следующих соображений (рис. 8-18). При зубчатом ведущем барабане натяжение ленты конвейера в точке 1  $P_1$  принимается минимальным для обеспечения постоянного

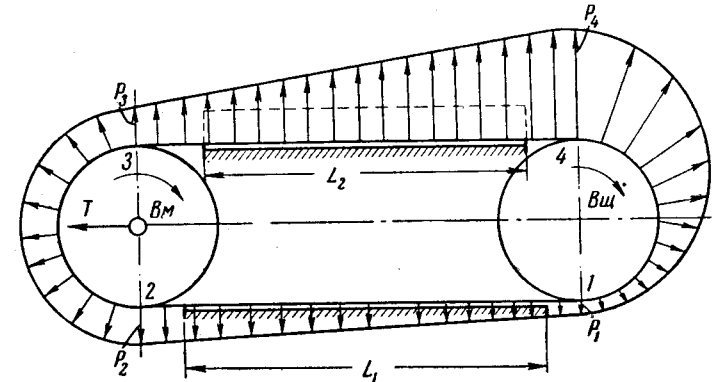


Рис. 8-18. К расчету тягового и натяжного усилий конвейера.  $Вц$  — ведущий барабан;  $Вм$  — ведомый барабан;  $P_1, P_2, P_3$  и  $P_4$  — усилия натяжения ленты конвейера;  $T$  — усилие оттяжки ведомого барабана.

прилегания набегающего участка ленты к барабану. Для легких сетчатых лент это натяжение может приниматься равным 5—10 кг, а для тяжелых лент из штампованных и литых звеньев это усилие в зависимости от ширины и массивности ленты колеблется в пределах 20—60 кг. В первом приближении усилие  $P_1$  можно принимать равным весу 1 пог. м ленты конвейера.

Усилие в точке 2  $P_2$  складывается из усилия  $P_1$  и усилия, необходимого на передвижение холостой ветви конвейерной ленты:

$$P_2 = P_1 + L_2 f_2 g_0 \quad (8-4)$$

где  $L_2$  — длина холостой ветви ленты конвейера, м;

$f_2$  — коэффициент трения холостой ветви конвейера, принимаемый в условиях возврата ленты внутри печи при температурах порядка 700 — 800°С равным 0,8 — 0,9;

$g_0$  — вес 1 пог. м ленты конвейера, кг/пог. м.

Натяжение ленты в точке 3  $P_3$  принимается с учетом потерь в шарнирах ленты на ведомом барабане равным  $1,1P_2$ .

Усилие оттяжки ведомого барабана

$$T = P_2 + P_3 = 2,1P_2.$$

Натяжение ленты в точке 4  $P_4$  складывается из натяжения  $P_3$  и усилия на передвижение грузной ветви ленты конвейера:

$$P_4 = P_3 + L_1 f_1 (g_0 + g_H), \quad (8-5)$$

где  $L_1$  — длина грузной ветви ленты конвейера, м;

$f_1$  — коэффициент трения, принимаемый в условиях скольжения ленты при температурах 800 — 900°С равным 1;

$g_H$  — вес загрузки на 1 пог. м ленты конвейера, кг/пог. м.

При гладком ведущем барабане натяжения ленты конвейера  $P_1$  и  $P_4$  связаны соотношением

$$P_4 = P_1 e^{\mu\alpha}, \quad (8-6)$$

где  $e$  — основание натуральных логарифмов;

$\mu$  — коэффициент трения ленты о барабан;

$\alpha$  — угол охвата барабана лентой, рад.

Натяжение ленты  $P_1$  при гладком барабане определяется по формуле

$$P_1 = \frac{1,1L_2 f_2 g_0 + L_1 f_1 (g_0 + g_H)}{e^{\mu\alpha} - 1,1}. \quad (8-7)$$

Окружное усилие на ведущем барабане

$$P = P_4 - P_1. \quad (8-8)$$

Полезная мощность конвейера (квт) определяется исходя из окружного усилия (кг) и скорости движения ленты (м/мин) по формуле

$$N = \frac{Pv}{6120}.$$

### Пример

Определить максимальное натяжение ленты и полезную мощность конвейера в двух вариантах: с гладким и зубчатым ведущим барабаном при:

$$L_1 = 4000 \text{ мм}; L_2 = 5000 \text{ мм}; g_0 = 30 \text{ кг/пог. м};$$

$$g_H = 50 \text{ кг/пог. м}; f_1 = 1,0; f_2 = 0,8; \mu = 0,6;$$

$$\alpha = 3,14 \text{ (или } 180^\circ); \text{ скорость движения ленты } v = 0,2 \text{ м/мин.}$$

Решение

Для гладкого барабана по формуле (8-7)

$$P_1 = \frac{1,1 \cdot 5,0 \cdot 0,8 \cdot 30 + 40 \cdot 1,0 (30 + 50)}{2,72^{0,6 \cdot 3,14} - 1,1} = \frac{452}{5,5} = 82 \text{ кг}.$$

По формуле (8-6)

$$P_4 = 6,6 \cdot 82 = 541 \text{ кг}.$$

$$P = 541 - 82 = 459 \text{ кг}.$$

Для зубчатого барабана, принимая  $P_1 = 30 \text{ кг}$ ,

$$P_2 = 30 + 5,0 \cdot 0,8 \cdot 30 = 150 \text{ кг};$$

$$P_3 = 1,1 \cdot 150 = 165 \text{ кг};$$

$$P_4 = 165 + 4,0 \cdot 1,0 (30 + 50) = 485 \text{ кг};$$

$$P = 485 - 30 = 455 \text{ кг}.$$

Полезная мощность конвейера при гладком барабане

$$N = \frac{459 \cdot 0,2}{6120} = 0,015 \text{ квт}.$$

Расчет показал, что для принятых исходных данных максимальное усилие натяжения ленты  $P_4$  при гладком барабане несколько выше, чем при зубчатом. Однако было бы неправильно сделать отсюда вывод о том, что условия работы ленты при зубчатом барабане легче; при непредвиденном увеличении сопротивления движению ленты зубчатый барабан может вытягивать и рвать ленту, тогда как гладкий барабан, проскальзывая при перегрузке, предохраняет ленту от значительного перенапряжения.

Нормальная кинематическая схема привода конвейера выглядит следующим образом: электродвигатель — вариатор для плавной или ступенчатой регулировки скорости (механический или электрический) — комбинация редукторов (несколько цилиндрических, цилиндрические в сочетании с червячным или один двухчервячный) — открытая зубчатая или цепная передача, связывающая выходной вал привода с валом ведущего барабана конвейера.

Учитывая непрерывную работу конвейера, необходимо выбирать элементы кинематической схемы привода конвейера с достаточным запасом надежности. В частности, для тяжело нагруженных конвейеров рекомендуется не применять червячных редукторов, а использовать более надежные в работе цилиндрические с введением при необходимости конических передач.

Проигрыш в площади, занимаемой приводом с цилиндрическими редукторами в сравнении с червячными, оказывается не столь существенным, если учесть, что равноценные по работоспособности червячные редукторы оказываются далеко не столь компактными, как это может казаться на первый взгляд, без обстоятельных расчетов.

Для печей с рабочими температурами до  $400^{\circ}\text{C}$  барабаны конвейера, расположенные внутри печи, обычно отливаются из конструкционной стали или чугуна. При рабочих температурах  $600\text{--}900^{\circ}\text{C}$  барабаны выполняются в виде жароупорных отливок с пустотелыми валами, которые при необходимости могут охлаждаться водой.

Во избежание значительного подстуживания загрузки перед выходом из печи барабан со стороны разгрузки необходимо изолировать от вала теплоизоляционным порошком (молотым диатомитом, пеношамотом и т. п.); это особенно важно при водяном охлаждении вала разгрузочного барабана.

Существенными вопросами конструирования печных конвейеров являются:

а) стойкость конвейерной ленты в условиях заданной температуры печи, нагрузки конвейера и системы направляющих;

б) предотвращение возможности защемления нагреваемых деталей между лентой конвейера и направляющими устройствами, а также попадания деталей на обратную ветвь конвейера;

в) предотвращение зависания «колючих» нагреваемых деталей, т. е. деталей, имеющих острые углы и ребра, при огибании конвейерной лентой разгрузочного барабана.

На стойкость конвейерной ленты, помимо правильного выбора материала и конструкции самой ленты, существенное влияние оказывает конструкция направляющих устройств, по которым лента движется в печи. Опыт показывает, что наиболее целесообразной является система сплошных направляющих, по которым лента скользит, не имея возможности цепляться за какие бы то ни было вы-

ступы. Примером могут служить направляющие из тонких листов или полос, сваренных внахлестку по направлению движения ленты. Качество системы направляющих должно оцениваться в рабочих условиях службы конвейера, а не в условиях холодной печи. Так, например, отдельные направляющие плиты, перекрывающие пролеты между шпату-

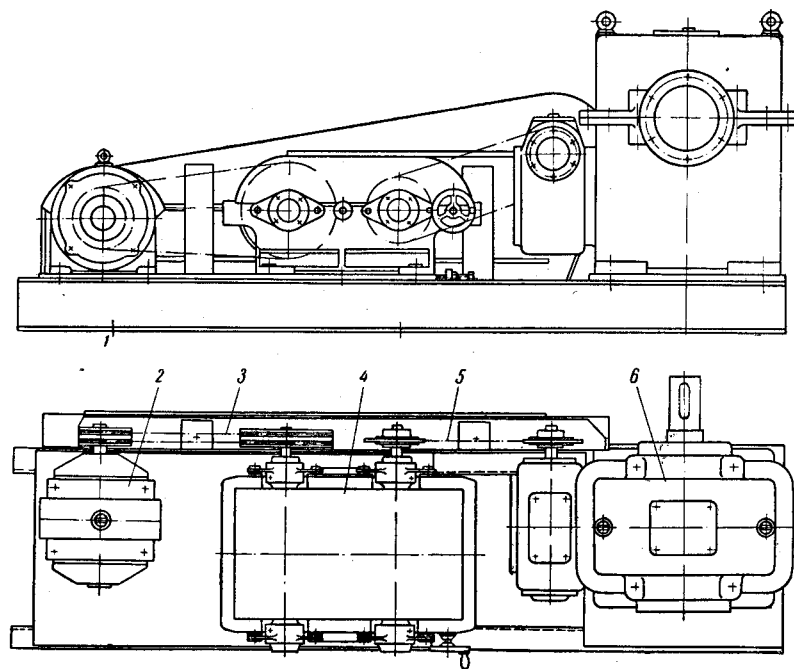


Рис. 8-19. Привод конвейера с двухступенчатым червячным редуктором.

1 — рама; 2 — электродвигатель; 3 — клиноременная передача; 4 — вариатор; 5 — цепная (или клиноременная) передача; 6 — двухступенчатый червячный редуктор.

лами футеровки, после коробления в результате нагрева могут оказывать значительное сопротивление движению ленты (старая конструкция конвейерных печей серии К).

На рис. 8-19 показан привод конвейера с двухступенчатым червячным редуктором, а на рис. 8-20 — с двумя цилиндрическими редукторами.

Конвейерные ленты выполняются пластинчатыми, панцирными, сетчатыми и др. На рис. 8-21—8-24 показаны некоторые наиболее распространенные виды конвейерных

лент. В конвейерных закалочно-отпускных агрегатах серии К применяются панцирные ленты со штампованными звеньями. Аналогичные по форме и конструкции звенья выполняются некоторыми заводами-потребителями методом точного литья по выплавляемым моделям.

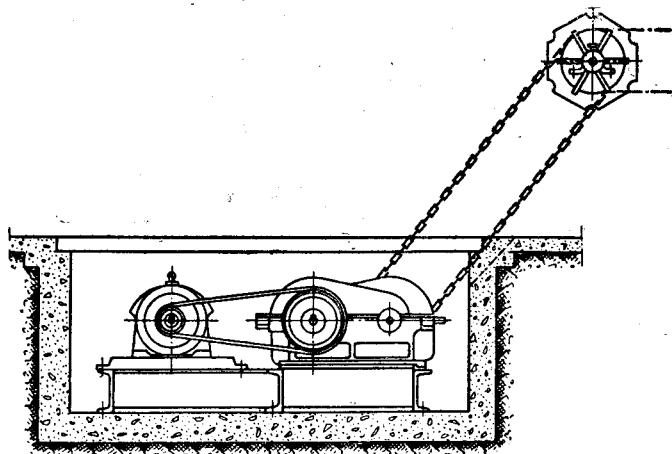


Рис. 8-20. Привод конвейера с двумя цилиндрическими редукторами.

1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — вариатор; 4 — упругая муфта; 5 и 7 — двухступенчатые цилиндрические редукторы; 6 — крестово-кулисная муфта; 8 — цепная передача; 9 — узел ведущего вала конвейера.

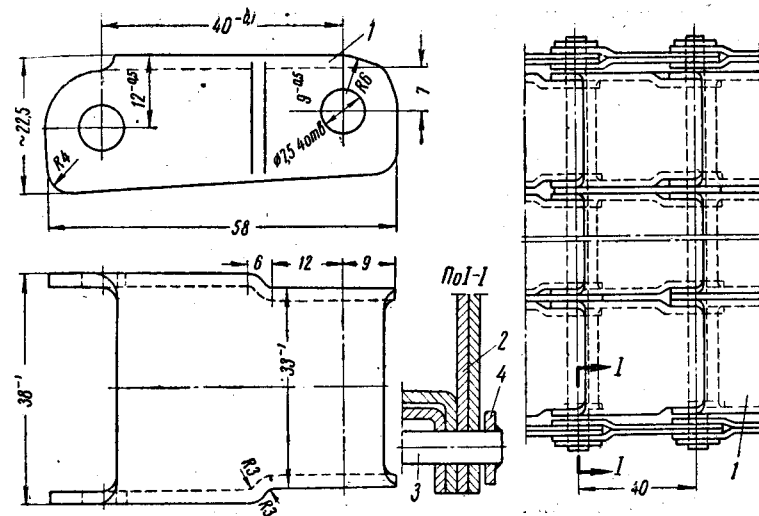


Рис. 8-21. Конвейерная лента со штампованными звеньями.  
1 — звено; 2 — бортовая пластина; 3 — ось; 4 — шайба.

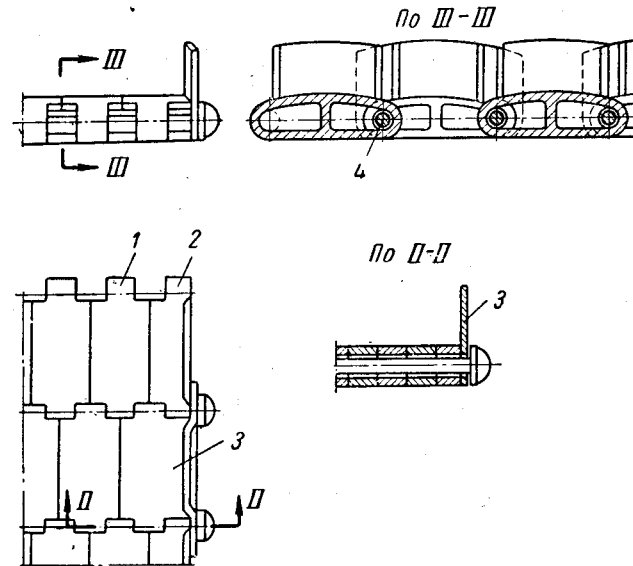


Рис. 8-22. Конвейерная лента с литыми звеньями.  
1 — звено обычное; 2 и 3 — звенья бортовые; 4 — ось.

Сетчатые ленты успешно применяются в электрических печах при рабочих температурах до  $1100^{\circ}\text{C}$ . Их особенностями являются простота изготовления и сравнительно небольшой собственный вес, что весьма полезно в условиях

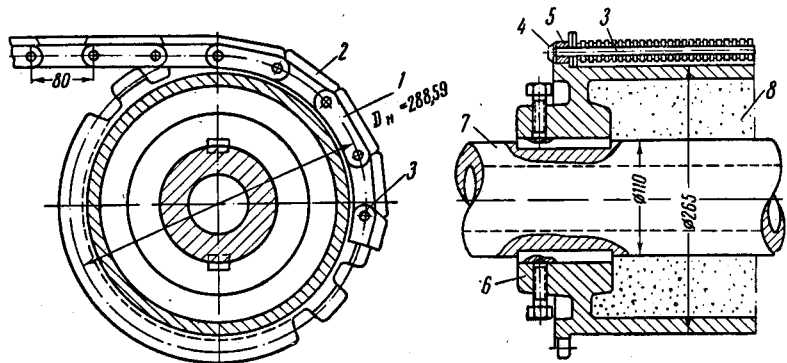


Рис. 8-23. Конвейерная лента с пластинчатыми звеньями.

1 — звено (пластина); 2 — бортовая пластина; 3 — ось; 4 — шайба; 5 — втулка; 6 — зубчатый барабан; 7 — вал с отверстием для водоохлаждения; 8 — теплоизоляция (диатомитовый порошок).

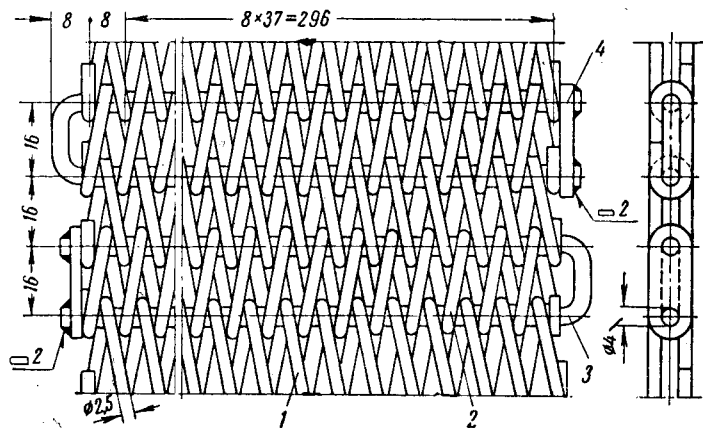


Рис. 8-24. Сетчатая конвейерная лента.

1 — спираль правая; 2 — спираль левая; 3 — ось (шпилька); 4 — пластина.

работы конвейерной печи с выходом ленты из печной камеры (в печах для отпуска, светлого отжига, светлой пайки и др.).

Сопоставляя различные конструкции электрических конвейерных печей с конвейером внутри печной камеры и

вынесенным наружу конвейером, можно столкнуться с неожиданным на первый взгляд положением, что тепловой к. п. д. печи с вынесенным наружу конвейером может оказаться выше, чем печи с конвейером, не выходящим из печной камеры. Тепловые потери, обусловленные конвейером как средством для перемещения загрузки, определяются соотношением между теплосодержанием 1 пог. м конвейерной ленты и теплосодержанием полезной погонной загрузки ленты и изменением теплосодержания ленты конвейера на выходе из рабочего пространства печи. Самой невыгодной с точки зрения теплового к. п. д. печи является система, при которой обратная ветвь конвейера выходит из рабочего пространства печи наружу, затем возвращается к загрузочному фронту печи через футерованный канал под рабочей камерой печи, далее выходит из канала наружу на участке загрузки и, наконец, возвращается в рабочее пространство печи. С такой системой часто может успешно конкурировать система вынесенного конвейера, обладающая весьма существенным эксплуатационным преимуществом — легкостью осмотра и ремонта конвейерной ленты без длительной остановки печи.

### в) Механизмы вращения пода карусельных печей

В карусельной печи загрузка укладывается на футерованный кольцевой под, вращающийся непрерывно или периодически. Упрощенный расчет механизма вращения пода ведут следующим образом:

а) Определяют суммарный вес вращающегося пода  $\Sigma Q$  кг, включая металлоконструкции, футеровку и наибольший вес загрузки.

б) Выбирают максимальную линейную скорость перемещения пода (в м/мин) по средней окружности вращающегося пода.

в) Исходя из удельного тягового усилия перемещения пода с учетом сопротивления трения в песочных затворах, определяют расчетное тяговое усилие перемещения пода.

г) Определяют полезную мощность механизма вращения, кВт.

В процессе конструирования намечают кинематическую схему механизма вращения с выбором плеча приложения тягового усилия, ориентировочно определяют суммарный к. п. д. механизма и выбирают установленную мощность двигателя, после чего производят расчет и выбор отдельных звеньев кинематической схемы механизма вращения.

### Пример

Определить полезную мощность и суммарное передаточное число механизма непрерывного вращения пода карусельной печи при следующих исходных данных:

средний диаметр пода  $D=6$  м;  
суммарный вес вращающегося пода  $\Sigma Q=30$  т;  
время полного оборота пода  $\tau=20$  мин;  
под вращается на опорах с подшипниками скольжения

### Решение

Удельное тяговое усилие перемещения пода при опорах на подшипниках скольжения принимается по аналогии с усилием для передвижения крановой тележки (см. гл. 6) равным

$$T_0 = T'_0 \cdot 1,3 = 80 \cdot 1,3 = 104 \text{ кг/т},$$

где  $T_0$  — удельное усилие на передвижение тележки, принимаемое в заданных условиях равным  $80 \text{ кг/т}$ ;

$1,3$  — коэффициент, учитывающий сопротивление трения в песочных затворах вращающегося пода.

Расчетное тяговое усилие перемещения пода

$$T = T_0 \Sigma Q = 104 \cdot 30 = 3120 \text{ кг}.$$

Линейная скорость перемещения пода по его средней окружности

$$v = \frac{\pi D}{\tau} = \frac{3,14 \cdot 6}{20} = 0,942 \text{ м/мин}.$$

Полезная мощность механизма вращения пода

$$N = \frac{Tv}{6120} = \frac{3120 \cdot 0,942}{6120} = 0,48 \text{ квт}.$$

Угловая скорость вращения пода составляет

$$n_2 = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{20} = 0,05 \text{ об/мин}.$$

Выбрав предварительно скорость вращения приводного электродвигателя  $n_1=950$  об/мин, определяем суммарное передаточное число механизма вращения:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{0,05} = 19000.$$

Принимая предварительно общий к. п. д. механизма вращения  $\eta=0,2$  (допуская худший случай применения двухступенчатого червячного редуктора с передаточным числом около 1500), определяем величину необходимой мощности электродвигателя:

$$N' = \frac{N}{\eta} = \frac{0,48}{0,2} = 2,4 \text{ квт}.$$

За счет применения цилиндрических редукторов необходимая мощность электродвигателя может быть уменьшена приблизительно в 2 раза.

Для вращения пода крупных карусельных печей наиболее целесообразно зацепление конической шестерни вы-

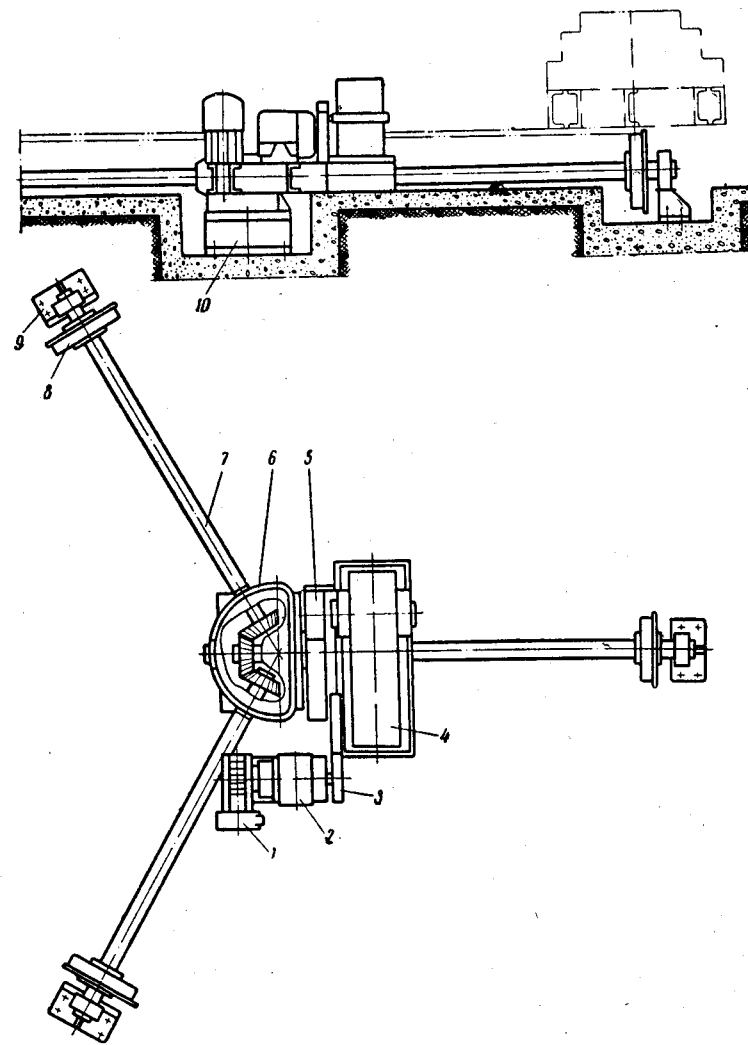


Рис. 8-25. Механизм вращения пода с фрикционным сцеплением.  
1 — тормоз; 2 — электродвигатель; 3 и 5 — открытые зубчатые передачи; 4 — трехступенчатый цилиндрический редуктор; 6 — коробка с коническими шестернями; 7 — вал; 8 — каток; 9 — подшипник; 10 — рама.

ходного вала привода с литыми зубчатыми секторами, прикрепленными к вращающемуся поду. Такая система успешно зарекомендовала себя на карусельных пламенных печах диаметром до 24 м. Для малых и средних карусельных печей может применяться фрикционное сцепление опорных роликов с кольцевым брусом вращающегося пода (рис. 8-25).

### 8-9. ВЕНТИЛЯТОРЫ

В печах с принудительной циркуляцией атмосферы решающее значение имеет правильный выбор конструкции и параметров вентилятора, а также системы направляющих устройств с учетом эффективного обдувания загрузки газовым потоком.

Выбору типа вентилятора должны предшествовать аэродинамический расчет всей циркуляционной системы загруженной печи и определение потребных производительности и напора вентилятора исходя из необходимости создания оптимальной скорости газа.

В зависимости от потребных производительности и напора выбирают один из двух основных типов вентилятора — осевой или центробежный.

Осевые вентиляторы характеризуются небольшими напорами (порядка 10—20 мм вод. ст.) при значительных производительностях, измеряемых десятками тысяч кубических метров в час. Центробежные вентиляторы в отличие от осевых работают со значительно большими величинами напора (порядка 100—200 мм вод. ст. и выше) при меньших значениях производительности. В циркуляционных печах чаще всего устанавливаются центробежные вентиляторы в двух конструктивных разновидностях: с направляющим кожухом (при установке вентилятора вне печной камеры, например в выносном калорифере) и без него (при размещении колеса вентилятора непосредственно в печной камере). Рабочее колесо вентилятора характеризуется внешним диаметром и скоростью вращения, а также размерами и конструктивным исполнением лопаток.

При независимой установке вне печи выбирается стандартный центробежный вентилятор с необходимыми величинами напора и производительности. В зависимости от максимальной температуры циркулирующего газа в стандартном центробежном вентиляторе могут потребоваться замена материала колеса и вала из обычной конструкционной стали нержавеющей или жаропрочной, а также введе-

ние водяного охлаждения подшипников. Стандартные центробежные вентиляторы нормального исполнения выпускаются на температуру циркулирующего газа до 150—200°С (без водяного охлаждения подшипников) и специального исполнения до 400°С (с водяным охлаждением подшипников). При замене материала колеса и вала нержавеющей или жаропрочной сталью стандартные центробежные вентиляторы могут применяться на температуру циркулирующего газа до 600°С и в отдельных случаях до 700°С. При более высоких температурах необходимо заменить материал кожуха жаропрочной сталью.

В большинстве конструкций циркуляционных печей применяются центробежные вентиляторы без кожуха, причем колесо вентилятора размещается в печной камере, а проходящий через футеровку печи консольный вал вентилятора опирается на подшипники, монтируемые в специальном литом или сварном кронштейне. На рис. 8-26 показана типовая конструкция вентилятора, предназначенного для работы в печах с рабочей температурой до 700°С. Характерными особенностями конструкции являются:

а) развитая база подшипников В;

б) уплотнение вала 2 в месте прохода его через стенку кожуха во избежание подсоса в печь воздуха;

в) охлаждающий диск 5 из цветного металла (обычно в виде силуминовой отливки с большим количеством кольцевых проточек для увеличения поверхности охлаждения).

По опыту работы аналогичных вентиляторов в печах с рабочей температурой до 700°С можно рекомендовать максимальную окружную скорость колеса вентилятора не более 30 м/сек. Для печей с рабочими температурами выше 700°С применяются вентиляторы с водяным охлаждением вала и кронштейна, в котором монтируются подшипники. На рис. 8-27 показана конструкция вентилятора, хорошо зарекомендовавшая себя на колпаковых печах для светлого отжига стальной ленты в рулонах (рабочая температура печи — около 800°С).

Особенностью конструкции являются: а) весьма развитая база подшипников при незначительной длине консоли ( $A = 0,8 B$ ); б) надежное двустороннее сальниковое уплотнение вала, что весьма важно для печей, работающих с защитной атмосферой; в) тепловая изоляция водоохлаждаемого кронштейна.

Для колес вентиляторов, работающих при температуре циркулирующего воздуха 800°С и выше, максимальную

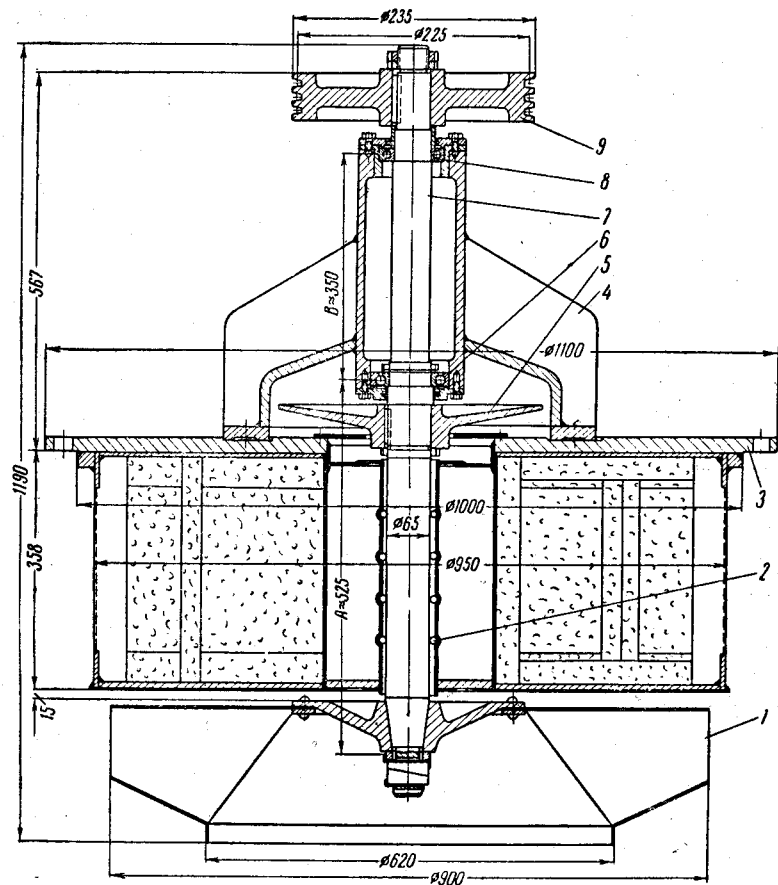


Рис. 8-26. Типовая конструкция вентилятора с естественным охлаждением.

1 — колесо; 2 — уплотнение вала; 3 — пробка с фланцем; 4 — кронштейн; 5 — охлаждающий диск; 6 и 8 — радиальные шарикоподшипники; 7 — вал (жаропрочная или нержавеющая сталь); 9 — клиноременный шкив.

окружную скорость рекомендуется принимать равной не более 20 м/сек.

Колесо и вал вентилятора обычно выполняются:

при температуре циркулирующего газа до 400° С — из обычной стали  
 при температуре циркулирующего газа 450—700° С — из стали 1Х18Н9Т  
 при температуре циркулирующего газа свыше 750° С — из стали Х23Н18

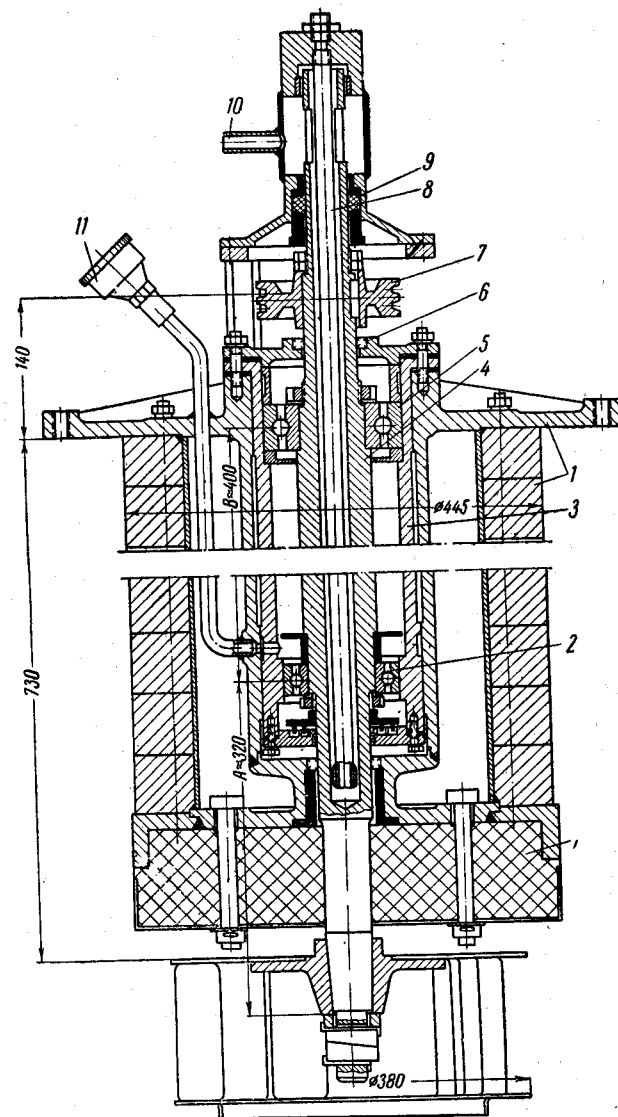


Рис. 8-27. Вентилятор с водяным охлаждением.

1 — корпус в сборе с пробкой; 2 и 5 — радиальные шарикоподшипники; 3 — стакан; 4 — водоохлаждаемый вал; 6 — уплотнение вала в крышке стакана; 7 — клиноременный шкив; 8 — трубка подвода воды; 9 — сальник; 10 — слив воды; 11 — масленка.



Соединение вала вентилятора с валом электродвигателя может производиться либо муфтой, либо клиноременной передачей. Последний способ является более удобным по следующим соображениям:

а) За счет смены шкивов возможно изменение скорости вращения колеса, что может оказаться необходимым как при наладке опытной печи, так и при изменении характера загрузки и режима работы печи в условиях эксплуатации.

б) Расположение двигателя сбоку от вала сокращает продольный габарит вентиляторной установки.

в) При клиноременной передаче можно вращать валы нескольких вентиляторов от одного двигателя.

Недостатком клиноременной передачи является то, что она требует систематического наблюдения в процессе эксплуатации; в частности, она ненадежно работает в условиях возможности попадания на нее масла.

Опоры вала вентилятора выполняются, как правило, на подшипниках качения.

При выборе типов и размеров подшипников качения необходимо иметь в виду, что, помимо сравнительно небольших радиальных нагрузок, вызываемых неполной балансировкой колеса вентилятора с клиноременной передачей, к валу прикладывается осевая нагрузка, обусловленная весом вала (с насаженными на него деталями) и аксиальным давлением циркулирующего газа.

Вал вентилятора, как правило, не рассчитывают, а выбирают по конструктивным соображениям. Наиболее простым решением системы опор вала следует считать два радиальных подшипника, из которых один закрепляется от осевых перемещений и воспринимает, кроме небольших радиальных усилий, всю осевую нагрузку, а другой не закрепляется и воспринимает только радиальные усилия.

Упорные или радиально-упорные подшипники для вала вентилятора можно рекомендовать лишь в тех случаях, когда обычные радиальные подшипники не могут воспринять максимально возможные радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу вентилятора. Выбор оптимальных формы и расположения лопаток колеса вентилятора является весьма сложным вопросом, требующим серьезных аэродинамических опытных исследований в условиях работы колеса, близких к эксплуатационным. Опыт наладки и работы ряда циркуляционных печей показывает, что колеса с прямыми лопатками работают вполне удовлетворительно. При загибе лопаток вперед производительность

вентилятора значительно снижается, а потребляемая электродвигателем мощность повышается.

Нагнетаемый вентилятором газ обычно направляется в каналы, где расположены нагревательные элементы, например в два щелевых канала в прямоугольной печи или в один кольцевой канал в цилиндрической, после чего газ вновь изменяет направление и, пройдя рабочую камеру печи, возвращается к колесу вентилятора.

В печной камере циркуляционной печи должны быть предусмотрены тщательно продуманные системы направляющих устройств для плавного изменения направления движения газа до и после его входа в кольцевую камеру с нагревательными элементами. Направляющие устройства должны также обеспечивать максимальную равномерность распределения циркулирующего газа по сечению нагревательной и рабочей камер печи.

## ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

### КОНСТРУИРОВАНИЕ ДУГОВЫХ ПЕЧЕЙ

#### 9-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Исходя из общих требований, предъявляемых к металлургическому оборудованию соответственно условиям его эксплуатации, при конструировании дуговых сталеплавильных печей необходимо в первую очередь обращать внимание на: а) производительность печи; б) надежность работы ее; в) простоту и удобство обслуживания и ремонта; г) технологичность изготовления конструкции.

В табл. 9-1 приводятся данные о весах механической части (металлоконструкций и механизмов) отечественных дуговых сталеплавильных печей.

Суммарный вес печи с футеровкой обычно составляет около 150% веса механической части печи. Приведенные данные показывают, что на 1 т номинальной емкости при изготовлении печи расходуется около 10 т металла. Экономия металла, закладываемого в конструкцию сталеплавильной печи, не должна снижать надежности ее работы, ибо увеличение простоев механической части и добавочный расход металла на ремонт могут привести к потерям металла, многократно превышающим сэкономленное при изготовлении количество металла. В среднем можно считать, что вследствие непланируемого двухсуточного про-

Таблица 9-1

## Вес механической части дуговых сталеплавильных печей

Тип печи	Номинальная емкость печи, т	Вес механической части печи, т	Вес механической части на 1 т номинальной емкости, т/т	Примечание
ДСП-1,5	1,5	12,3	8,2	Печь с поворотным сводом
ДСП-3	3,0	21	7,0	То же
ДС-5МТ	5,0	45	9,0	Печь с выкатной ванной
ДСВ-5	5,0	78	15,5	То же
ДСВ-10	10	110	11	" "
ДСВ-20	20	150	7,5	" "
ДСВ-40	40	270	6,75	" "
ДСП-80	80	440	5,5	Печь с поворотным сводом

стоя дуговая сталеплавильная печь недодает примерно столько металла, сколько расходуется на ее изготовление.

Важным показателем конструкции печи является ее производительность на единицу производственной площади. На заводах отечественной промышленности имеются сталеплавильные печи устаревших конструкций с боковой загрузкой. Перевод этих печей на верхнюю механизированную загрузку является существенным резервом для повышения производительности существующих цехов.

В конструкцию дуговой сталеплавильной печи входят следующие основные узлы:

- а) футеровка;
- б) кожух печи;
- в) сводовое кольцо;
- г) экономайзеры;
- д) рабочее окно;
- е) сливной носок;
- ж) электрододержатели со вторичным токоподводом;
- з) механизмы перемещения электродов;
- и) механизмы наклона;
- к) система водоохлаждения.

Современные механизированные печи с верхней загрузкой могут иметь, помимо перечисленных, следующие узлы:

- а) несущая конструкция;

б) механизмы для раскрытия печи (механизм подъема свода в сочетании с одним из следующих механизмов: отката ванны, отката портала или поворота свода);

в) загрузочная корзина;

г) механизм вращения ванны.

## 9-2. ФУТЕРОВКА

## а) Общие сведения

Подина печи состоит из верхнего набивного слоя, образующего после спекания монолитную массу, кирпичной кладки, служащей основанием для набойки, и теплоизоляции. Толщина теплоизоляционной части футеровки пода обычно составляет 160—230 мм (слой диатомитового порошка толщиной 30—40 мм, слой диатомитового кирпича на плашку и один-два слоя шамотного кирпича на плашку).

Кирпичное основание ванны печи с основной футеровкой обычно выполняется из двух—четырех слоев магнетитовых кирпичей, укладываемых на ребро всухую плотно с притиркой друг к другу и просыпкой мелким магнетитовым порошком. Для кладки основания подины необходимо применять сухой кирпич с неповрежденными углами и ребрами.

Кирпичная кладка подины выполняется с поворотом каждого верхнего слоя по отношению к нижележащему на угол 45° для сдвига вертикальных швов кладки, что затрудняет прораскачивание жидкого металла при местных срывах набойки.

Для набивной части подины печи с основной футеровкой применяется сухой магнетитовый порошок крупностью приблизительно 1—5 мм. В качестве связующего применяются хорошо обезвоженная каменноугольная смола и пек с весовым соотношением 1 часть пека на 10 частей смолы (на 9 весовых частей магнетитового порошка 1 часть связующего). Перед замесом порошок и связующий материал подогреваются до 50—60°С. Первый слой набойки укладывается на подогретую дровами, а затем очищенную от углей и золы и промазанную горячей смолой кирпичную кладку основания подины.

Набивку ведут пневматическими трамбовками с подогретыми бойками ровными слоями толщиной 15—20 мм. Качество набойки контролируется печным молотком. Острый край молотка при ударе средней силы должен от-

скакивать от набойки. Толщину и форму подины, а также огкосов проверяют шаблонами.

Основная футеровка стен обычно выполняется либо в виде кирпичной кладки, либо из нескольких крупных блоков, заблаговременно набитых вне печи смесью магнетита и доломита с пеком. Блочная футеровка стен получила распространение в отечественной электрометаллургии вследствие того, что применявшаяся ранее кирпичная футеровка стен магнетитом при низкой стойкости требовала значительного расхода дефицитного и дорогого магнетитового кирпича и вызывала длительные простои печи при ремонте стен. Как показал опыт работы Кузнецкого металлургического комбината, значительное повышение стойкости стен достигается за счет большемерного безобжигового хромомagnesитового кирпича в каскетах из тонколистовой стали (длина кирпича в нижней части стенки 30-т печи составляет 430 мм, а в верхней части 300 мм). Для этой же цели может употребляться большемерный безобжиговый кирпич без каскет с прокладками между кирпичами пластин из листовой стали толщиной 1—2 мм.

При изготовлении кирпичной кладки стен возле кожуха предусматривается тонкий слой теплоизоляционного порошка (толщиной 30—50 мм), затем выкладывается слой из пеношамота или легковесного шамота в полкирпича и далее огнеупорная кирпичная кладка, которая в печах малой емкости обычно делается в один кирпич (230 мм), в печах средней емкости — в полтора кирпича (345 мм) и в печах большой емкости — в два кирпича (460 мм). Цилиндрическую кладку стен рациональнее всего выполнять из клиновых и переходных стандартных кирпичей в комбинации с прямыми кирпичами. Для большей устойчивости стен целесообразно выкладывать их с некоторым уклоном или ступами на сторону кожуха. При коническом кожухе кладка наклонных стен упрощается.

Блочная футеровка стен характеризуется следующими особенностями. Блоки набиваются в стальных шаблонах. Масса для набивки содержит около 85% (по весу) магнетитового порошка (в том числе 20—25% молотого магнетитового кирпича от старой футеровки) и 15% каменноугольного пека. Применяется также масса, в которой магнетитовый порошок наполовину смешивается с доломитом. Внутренняя поверхность блоков имеет коническую форму. Опорную поверхность перед установкой блоков обычно подравнивают массой из магнетитового порошка на жидком

стекле. Щели между блоками уплотняют смесью магнетитового порошка с пеком, а зазоры между блоками и теплоизоляцией заполняют сухим магнетитовым порошком.

Лучшим огнеупорным материалом для выкладки столбиков и арки рабочего окна является термостойкий хромомagnesитовый кирпич со стальными прокладками. При отсутствии хромомagnesита столбики выполняются из магнетитового кирпича с подмазкой после каждой плавки увлажненной массой состава: 30% тонкоразмолотой хромистой руды, 60% магнетитовой пыли и 10% огнеупорной глины. В этом случае арка выкладывается из динасового кирпича с прокладками хромита между динасом и магнетитом. Нестойкий при теплосменах магнетитовый кирпич для кладки арок рабочих окон непригоден. Для увеличения стойкости рекомендуется арку рабочего окна делать в два ряда, а пята ярки относить от краев столбиков. Столбики и арка сливного отверстия выкладываются лишь в стенах из кирпича, причем в отличие от рабочего окна сливное отверстие футеруется магнетитовым кирпичом, поскольку в этой части футеровки не наблюдается резких теплосмен, а при выпуске металла магнетит не размывается известковым шлаком. Основная футеровка 80-т печи с кирпичными стенами показана на рис. 9-1. Футеровка кислой печи выполняется аналогично описанному выше с заменой магнетитового кирпича динасовым, магнетитового порошка — молотым кварцитом или кварцевым песком, а смолопека — огнеупорной глиной. Смесью для набивки подины с 10% (весовыми) огнеупорной глины и 90% молотого кварцита увлажняется водным раствором жидкого стекла. Динасовый кирпич укладывается всухую с засыпкой швов молотым кварцитом или мелким кварцевым песком.

Учитывая значительное расширение динаса при нагреве, необходимо при его укладке оставлять зазоры на расширение из расчета 4—5 мм на длину кирпича (230 мм).

Законченную футеровку подвергают сушке и разогреву. Набитую подину накрывают листами тонкой стали, после чего печь загружают чугунами чушками или отходами и включают на первую плавку. Эта плавка ведется на низких ступенях вторичного напряжения с постепенным увеличением мощности. При этом происходит медленный разогрев и сушка футеровки, а затем спекание набитой подины.

## б) Футеровка свода

Кладка свода перегревается прямым и отраженным от стен и шлака тепловым излучением электрических дуг, особенно сильным при наличии жидких шлаков. В печи с основной футеровкой поднимающаяся известковая пыль садится на диновую кладку свода и вступает с ней в химическое взаимодействие, образуя легкоплавкий силикат (при этом свод «течет»). Кроме того, кремнезем в восстановительной атмосфере дает летучую окись  $\text{SiO}$ , а со фтором из плавикового шпата — легкоплавкое соединение  $\text{SiF}_4$ .

Свод набирается на специальном металлическом, бетонном, деревянном или земляном шаблоне с выпуклостью, соответствующей кривизне свода. Для диновского свода стрела подъема свода должна составлять около 10% пролета, а для хромомagneзитового — около 15%. В шаблоне сделаны углубления для установки трех конических «знаков» электродных отверстий. Кроме того, на шаблоне должны быть указатели для точной установки сводового кольца перед футеровкой. Наиболее распространенным в настоящее время материалом для футеровки свода дуговых сталеплавильных электрических печей является диновский кирпич длиной 230 и 300 мм. Из двух систем набора свода — кольцевой из специальных фасонов и арочной с применением нормального кирпича в комбинации с различного рода клиновыми кирпичами — в отечественной электрометаллургии до настоящего времени используется вторая. На рис. 9-2 показана примерная схема кладки свода по ГОСТ 1566-50, а в табл. 9-2 даны размеры диновских кирпичей, выпускаемых промышленностью по тому же ГОСТ. При сводовом кольце с наклонной стенкой необходима в опорных (пятовых) кирпичах отпадает и кладка свода упрощается. Свод набирается из кирпичей насухо. Через каждые 3—4 кирпича (при диновском своде) закладываются прокладки из фанеры или картона толщиной около 3 мм.

В настоящее время для кладки сводов все шире внедряется термостойкий хромомagneзитовый кирпич.

Для выкладки в сводах электродных отверстий ГОСТ 1566-50 предусмотрены специальные кирпичи в виде ребровых клиньев высотой 230 мм (марок ЭД-10 и ЭД-11) и 300 мм (марок ЭД-12 и ЭД-13) и удлиненных клиньев высотой 360 мм (марок ЭД-14 и ЭД-15); в последних внешняя грань, отступая от торца на 60 мм, скашивается вниз под углом  $7^{\circ}36'$ .

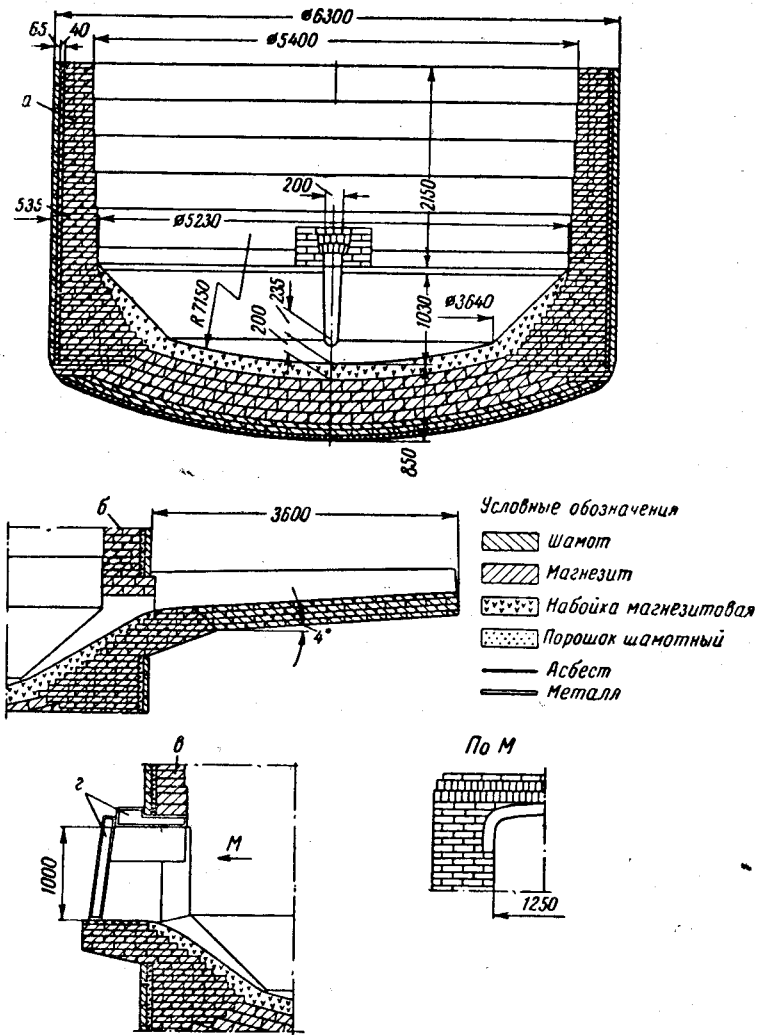


Рис. 9-1. Основная футеровка дуговой сталеплавильной печи емкостью 80 т.

После расплавления первой завалки жидкий металл выдерживается в печи 1—2 ч для дальнейшего прогрева футеровки, затем металл сливается и печь загружается вновь.

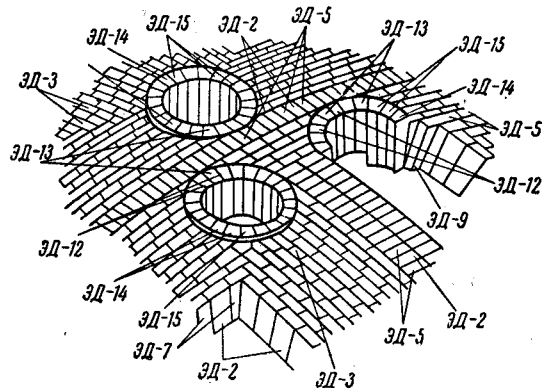
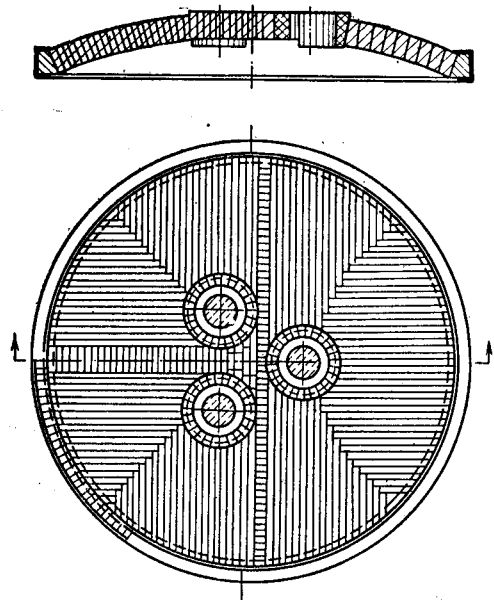


Рис. 9-2. Примерная кладка свода электросталеплавильной печи емкостью 8—30 т.

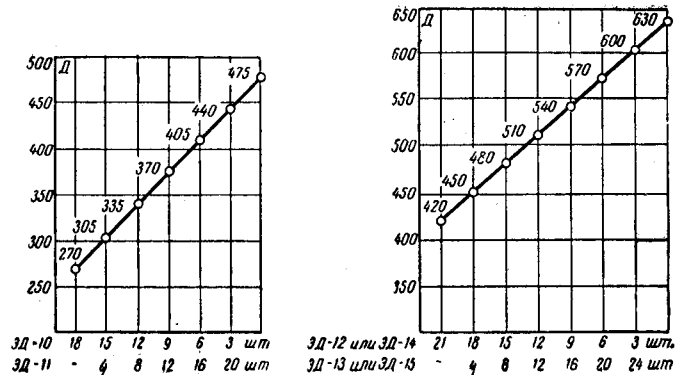


Рис. 9-3. Графики для определения количества изделий для кладки колец электродных отверстий в зависимости от внутренних диаметров отверстий.

На рис. 9-3 приведены графики для определения количества изделий для кладки колец электродных отверстий в зависимости от внутренних диаметров отверстий.

### в) Набивная футеровка стен по методу С. Я. Барина

В электросталеплавильных печах фасоннолитейных цехов машиностроительных заводов получил распространение разработанный металлургами Уралвагонзавода по инициативе С. Я. Барина метод набивки стен массой специального состава, причем ремонт футеровки производится на горячей печи систематически после каждой плавки. При таком методе стойкость стен измеряется величиной порядка 10 тыс. плавов, т. е. печь работает несколько лет без капитального ремонта футеровки.

Для основной футеровки масса составляется из следующих материалов: отходов магнетитового и хромомagnesитового кирпича, магнетитового порошка, доломита, хромистой руды и огнеупорной глины. Все материалы размалываются на бегунах до размера зерна не более 3 мм. Огнеупорная глина должна быть первого сорта и весьма тонкого помола. Составы масс для основной футеровки (в весовом соотношении):

- 1) 85—94% молотых отходов магнетитового кирпича, остальное — огнеупорная глина;
- 2) 88—95% молотых отходов хромомagnesитового кирпича, остальное — огнеупорная глина;

Таблица 9-2

Основные данные динасовых огнеупорных изделий для сталеплавильных электрических печей (электродинас) по ГОСТ 1566-50

Марка	Наименование	Размеры, мм	Вес 1 шт., кг
ЭД-1	Прямой	230×113×65	3,2
ЭД-2	"	300×150×65	5,6
ЭД-3	Брусок	300×110×65	3,7
ЭД-4	Клин торцовый двусторонний	230×113×65/55	3,0
ЭД-5	"	300×150×65/55	5,1
ЭД-6	Клин переходной двусторонний	230×113/102×65	3,1
ЭД-7	"	300×150/135×65	5,3
ЭД-8	Клин пирамидальный двусторонний	230×113/102×65/55	2,8
ЭД-9	"	300×150/135×65/55	4,9
ЭД-10	Электродный	230×100×82/47	2,8
ЭД-11	"	230×100×88/62	3,3
ЭД-12	"	300×110×96/63	5,0
ЭД-13	"	300×110×96/71	5,2
ЭД-14	Электродный внешний	360×110×96/63	4,1
ЭД-15	"	360×110×96/71	4,3

3) 90—94% доломита, остальное — огнеупорная глина;

4) 50% доломита, 40—44% магнезитового порошка и 10—6% огнеупорной глины;

5) 85—93% магнезитового порошка, остальное — огнеупорная глина;

6) 50% молотых отходов магнезитового кирпича, 38—45% доломита и 12—5% огнеупорной глины;

7) 40% молотых отходов хромомagneзитового кирпича, 48—54% доломита и 12—6% огнеупорной глины.

Все массы готовятся на воде. Для удобства выполнения новой футеровки стен рекомендуется готовить массу на водном растворе жидкого стекла плотностью 1,3 (50% жидкого стекла и 50% воды). Для футеровки и заправки стен также применяется масса из тонкоразмолотого магнезитового порошка (зерна до 2 мм) на растворе

жидкого стекла. Готовая масса должна иметь консистенцию густого теста: сложенная в кучу приготовленная масса не должна расплзаться. Выгруженная из бегунов масса выдерживается перед употреблением в коробке не менее 8 ч. После выпуска каждой плавки по мере необходимости под и откосы заправляются магнезитовым порошком или смесью магнезитового порошка с доломитом, а повреж-

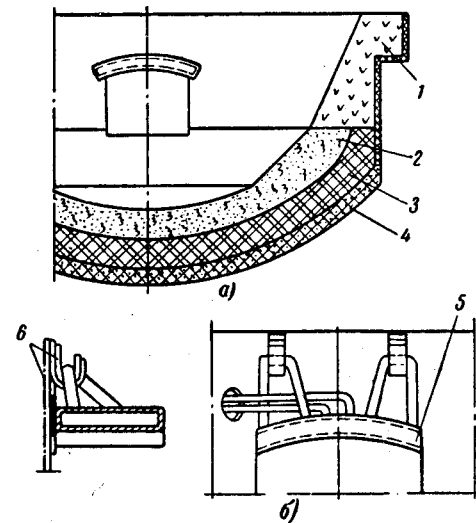


Рис. 9-4. Набивная футеровка стен по методу Уралвагонзавода.

а — поперечный разрез; б — вид на водоохлаждаемую арку изнутри печи до набивки стены; 1 — набивка стены; 2 — набивка пола; 3 — огнеупорная кладка пола; 4 — теплоизоляция; 5 — водоохлаждаемая арка; 6 — изоляция арки от кожуха (асбест).

денные места стен заправляются массой того состава, из которого сделаны стены, причем для заправки масса должна быть более влажной, чем для набивки.

Для удобства заправки стен через верх печи на кожухе в трех местах устраиваются специальные откидные площадки на расстоянии 1—1,2 м от верха кожуха. Стalевар заправляет стены массой совковой лопатой. Набивка новых стен от уровня откосов производится послойной укладкой массы (толщина слоя 150—200 мм) с легкой трамбовкой каждого слоя вручную. Угол наклона внутренней поверхности стены рекомендуется брать 20—25°. Толщина стенки в верхней части может быть принята рав-

ной всего 120—150 мм. Кожух желателно иметь коническим с углом 10—12°. Арка над сливным отверстием выкладывается в один ряд магнезитовым кирпичом на ребро и служит основанием для набивки стены над сливным окном.

Сварная или литая водоохлаждаемая арка рабочего окна навешивается изнутри на приваренные к кожуху крючки. Во избежание короткого замыкания и прогара металлическая арка с подвесками и трубами водоохлаждения надежно изолируется от кожуха асбестом.

Вновь набитую футеровку пода, откосов и стен покрывают листами стали толщиной 0,5—1,5 мм, после чего шихту для первой плавки подбирают и загружают вручную. Несколько последующих завалок производят загрузочной корзиной, но осторожно, чтобы не повредить недостаточно спеченную футеровку стен.

В кислых печах масса для набивки стен состоит из 92—94% кварцевого песка и 8—6% жидкого стекла плотностью 1,3. Набивка и заправки кислой футеровки производятся аналогично описанным для основной футеровки. Эскиз набивной футеровки стен по методу С. Я. Барина показан на рис. 9-4.

### 9-3. КОЖУХ ПЕЧИ

Кожух печи должен обладать механической прочностью, достаточной для восприятия нагрузок от веса футеровки и расплавленного в печи металла, а также значительных дополнительных нагрузок, возникающих при термическом расширении футеровки. В конструкциях дуговых печей малой (а иногда и средней) емкости с кожухом бывают связаны конструкции таких ответственных механизмов, как механизм подъема и поворота свода. Существуют конструкции печей, в которых к кожуху крепится рабочий орган механизма наклона, передающий на кожух значительные изгибающие нагрузки. Конструкция кожуха неизбежно ослабляется проемами под рабочее и сливное окна печи. При работе печи кожух нагревается в среднем до 100—150°С, а вблизи свода, рабочего и сливного окон и в отдельных участках с ослабленной футеровкой местные нагревы вызывают значительное неравномерное повышение температуры кожуха.

В подавляющем большинстве конструкций дуговых печей кожух — сварной из листовой стали, однако бывают конструкции кожухов из литых секций.

По опытным данным изготовления и эксплуатации дуговых печей можно установить оптимальную толщину стенки кожуха, которая, по нашей оценке, должна составлять около  $1/200$  диаметра кожуха. Некоторые зарубежные фирмы, опасаясь сварочных напряжений, изготавливают кожухи дуговых печей полностью или частично клепаными, однако при современном уровне сварочной техники никакой необходимости в этом нет, и в отечественных конструкциях кожухов сталеплавильных печей клепка, как правило, не применяется.

Наиболее распространен кожух с цилиндрической стенкой, однако в отечественной электрометаллургии внедряется также кожух дуговой печи с конической (расширяющейся сверху) стенкой. При такой форме кожуха облегчается выполнение футеровки с наклонной внутренней поверхностью, обладающей значительно большей стойкостью в эксплуатации.

Сравнивая цилиндрический кожух с коническим, необходимо прежде всего учитывать следующее важнейшее положение: производительность дуговой сталеплавильной печи в основном определяется двумя параметрами — фактической емкостью ванны и мощностью печного трансформатора.

Независимо от формы кожуха наибольшей производительностью должна обладать печь, которая при данном габаритном диаметре кожуха имеет максимальную емкость ванны по жидкому металлу.

При реконструкции действующих печей замена цилиндрического кожуха коническим может быть оправдана только тогда, когда по каким-либо причинам в пределах существующей конструкции печи невозможно разместить цилиндрический кожух такого же диаметра, как у верхней части конического кожуха.

При конструировании новой печи применять конический кожух, как правило, нерационально, ибо печь с таким кожухом при прочих равных условиях менее производительна, чем с цилиндрическим.

Днище кожуха делают: а) плоской, б) конической с плоской центральной частью и в) сферической формы. Наилучшая форма — это сферическая, обеспечивающая наибольшую прочность нижней части кожуха и наиболее удобная для выполнения футеровки ванны. Плоское днище применяется редко и лишь в тех случаях, когда кожух опирается на несущие металлоконструкции люльки печи

с нижним механизмом наклона. Коническое днище является промежуточным между плоским и сферическим.

Весьма важным для надежной работы кожуха является сочленение стенки с днищем. Простейшим и вполне надежным является сочленение сферического днища со стенкой кожуха в стык (рис. 9-5). При конструировании кожуха надо учитывать необходимость отдаления

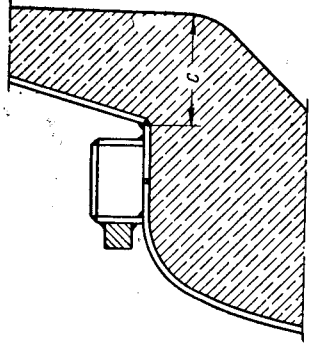


Рис. 9-5. Соединение стенки кожуха с днищем.

С — расстояние от листа стенки до зоны высокой температуры (до жидкого металла или шлака).

стенки кожуха от мест значительного выделения тепла вблизи оконных проемов (рис. 9-5). При обрешетке стенки кожуха горизонтальными поясами и вертикальными ребрами нужно иметь в виду, что ребра должны привариваться к стенке сплошными прочными швами, уменьшающими разность температур между стенкой кожуха и внешними гранями ребер; в противном случае при нагреве кожуха ребра могут отрываться от стенки. Контуры оконных проемов в стенке кожуха принято усиливать накладками, и ребрами жесткости. Во избежание коробления стенки кожуха вблизи проемов целесообразно делать радиальные прорезы,

а ребра жесткости отдалять на некоторое расстояние от контура проема.

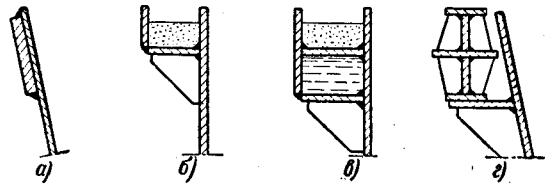


Рис. 9-6. Некоторые конструкции верхнего пояса жесткости кожуха.

а — минимальное ужесточение листовой накладкой; б — кольцо жесткости с песочным затвором; в — кольцо жесткости с песочным затвором и полостью водоохлаждения; з — свободно уложенный пояс жесткости с расширением, независимым от кожуха.

а ребра жесткости отдалять на некоторое расстояние от контура проема.

Наряду с обрешеченными кожухами часто применяются кожухи с гладкими стенками, что более отвечает условиям

работы дуговой печи, близким к условиям работы котлов и сосудов химической промышленности.

Успешная эксплуатация кожуха 25-т печи Верх-Исетского завода без ребер и верхнего пояса жесткости позволяет сделать вывод, что приварка к кожуху верхнего пояса жесткости не всегда обязательна. Некоторые примеры конструкций верхней части кожуха показаны на рис. 9-6.

#### 9-4. СВОДОВОЕ КОЛЬЦО

Для печей емкостью до 5 т, работающих чаще всего на кислом процессе, находят применение сводовые кольца без водяного охлаждения. Для средних и крупных печей чаще употребляются кольца с водяным охлаждением. В печах

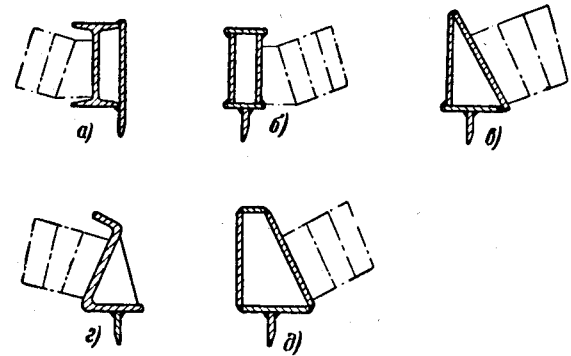


Рис. 9-7. Некоторые конструкции сводовых колец. а — кольцо из двутавровой балки с поясом из листа; б — кольцо из листа; в и г — кольцо из листов с наклонной рабочей поверхностью; д — литое кольцо без водяного охлаждения.

с верхней механизированной загрузкой сводовые кольца находятся в более тяжелых условиях работы, чем в печах с боковой загрузкой, ввиду значительных местных нагревов при раскрытии печей под загрузку. Для простейшего выполнения футеровки свода без пятавых кирпичей получили распространение сводовые кольца с конической рабочей стенкой; обычно наклон стенки кольца к вертикали принимается равным 22,5°.

На рис. 9-7 показаны некоторые общепринятые конструкции сводовых колец. Кольцо а обычно делается для печей емкостью до 20 т. Для более крупных печей чаще используются кольца б, в и д.



Литые кольца (з) при высоком качестве отливки весьма целесообразны, однако в отечественных печах применяются редко, из-за трудности получения высококачественных стальных отливок крупных габаритов.

### 9-5. ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Различают утепленные в отверстия футеровки свода и надсводовые (неутепленные) экономайзеры. Утепленные являются источниками значительных потерь тепла, и их применение оправдывается лишь тогда, когда без охлаждения футеровки электродных отверстий удовлетворительная

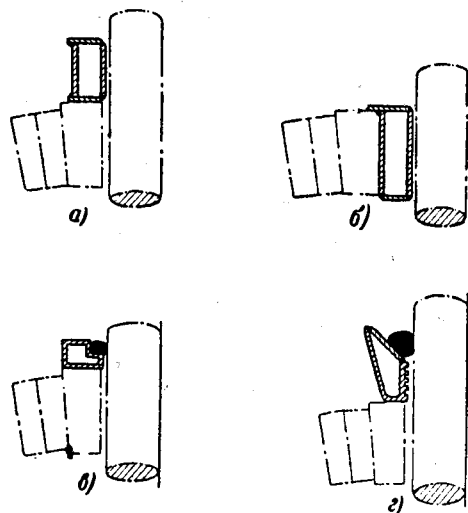


Рис. 9-8. Некоторые конструкции экономайзеров.

*а* — коробчатый высокий надсводовый; *б* — коробчатый утепленный; *в* — коробчатый низкий с асбестовым уплотнением; *г* — надсводовый с лабиринтовым и асбестовым уплотнением.

стойкость свода невозможна. Тепловые потери трех утепленных экономайзеров 40-т печи имеют величину порядка 300 кВт, т. е. в них теряется 6—8% всей потребляемой печью электроэнергии. На рис. 9-8 показаны некоторые конструкции экономайзеров. Экономайзеры *а* и *в* обычно устанавливаются на печах малой емкости, а утепленные — на крупных.

Для уменьшения электрических потерь рекомендуется выполнять экономайзеры из немагнитного материала. В экономайзерах из обычной (магнитной) стали необходимо предусматривать магнитный разрыв, обычно выполняемый в виде разреза стенок с оставлением воздушного промежутка или заполнением его немагнитным металлом.

### 9-6. РАБОЧЕЕ ОКНО И СЛИВНОЙ НОСОК

В комплект рабочего окна обычно входят: заслонка с механизмом подъема; внешнее обрамление оконного проема; водоохлаждаемые конструкции арки и столбиков оконного проема.

Заслонки дуговых сталеплавильных печей бывают трех видов: футерованные без водоохлаждения (обычно на печах малой емкости), нефутерованные водоохлаждаемые (обычно на печах средней емкости) и футерованные с водяным охлаждением (в отечественных печах имеют ограниченное применение). Механизмы подъема заслонок делаются с ручным приводом на печах малой емкости, с пневматическим и электромеханическим. Механизм подъема заслонки с пневматическим приводом конструктивно проще, чем с электромеханическим, однако он не может обеспечить устойчивой остановки дверцы в промежуточном положении. При конструировании механизма подъема заслонки с электромеханическим приводом необходимо предусматривать установку электродвигателя в месте, достаточно удаленном от прямого излучения рабочего окна и выходящих из окна горячих газов.

Внешнее обрамление рабочего окна включает ребра жесткости вокруг проема в кожухе, направляющие для заслонки и постель для посадки заслонки. В ряде случаев для предупреждения обвалов футеровки в верхней части проема рабочего окна предусматривается металлическая водоохлаждаемая арка.

В печах средней и большой емкости, помимо водоохлаждаемой арки, применяются металлические водоохлаждаемые столбики, предохраняющие футеровку стенок рабочего окна при работе мультдо-завалочной машины и заправке печи.

На рис. 9-9 показано рабочее окно 3-т печи с футерованной дверцей и пневматическим приводом подъема дверцы. Во избежание вредного воздействия выбивающихся из окна горячих газов и пламени вал механизма подъ-

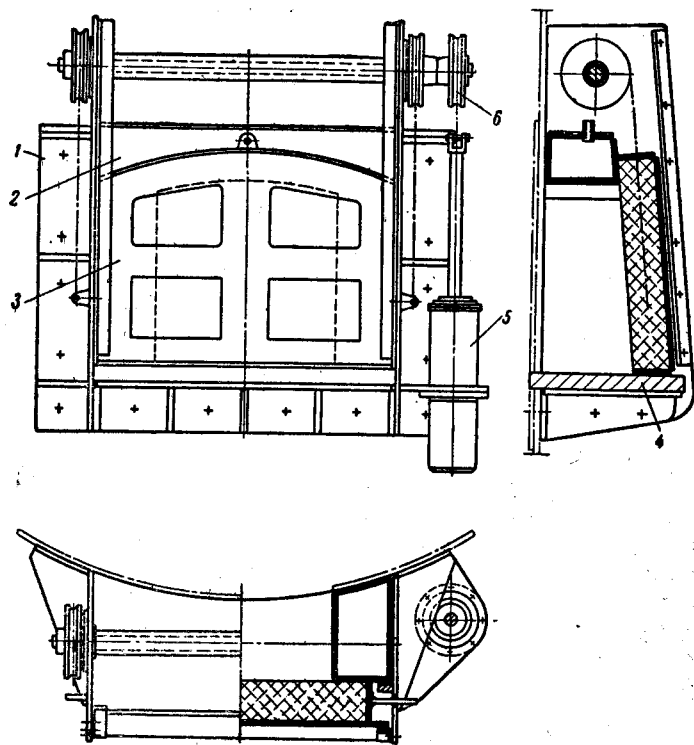


Рис. 9-9. Рабочее окно 3-т печи.

1 — рама—сборная конструкция из трех секций; 2 — П-образная водоохлаждаемая коробка; 3 — футерованная дверца; 4 — чугунная плита; 5 — пневматический цилиндр; 6 — вал с блоками.

ема заслонки расположен над водоохлаждаемым обрамлением окна. На рис. 9-10 показана хорошо зарекомендовавшая себя в эксплуатации конструкция рабочего окна 40-т печи с водоохлаждаемыми дверцей, аркой и столбиками и электромеханическим приводом подъема дверцы.

Сливной носок обычно состоит из трех элементов: а) постели, примыкающей к кожуху; б) желоба и в) насадки. Необходимо стремиться к тому, чтобы толщина футеровки постели в месте примыкания носка к кожуху была достаточной (150—250 мм для печей малой емкости, 200—300 мм для печей средней емкости и 250—400 мм для печей большой емкости). В противном случае происходят значительные перегревы и коробления кожуха печи под сливным носком, что приводит к излишним простоям печи

400

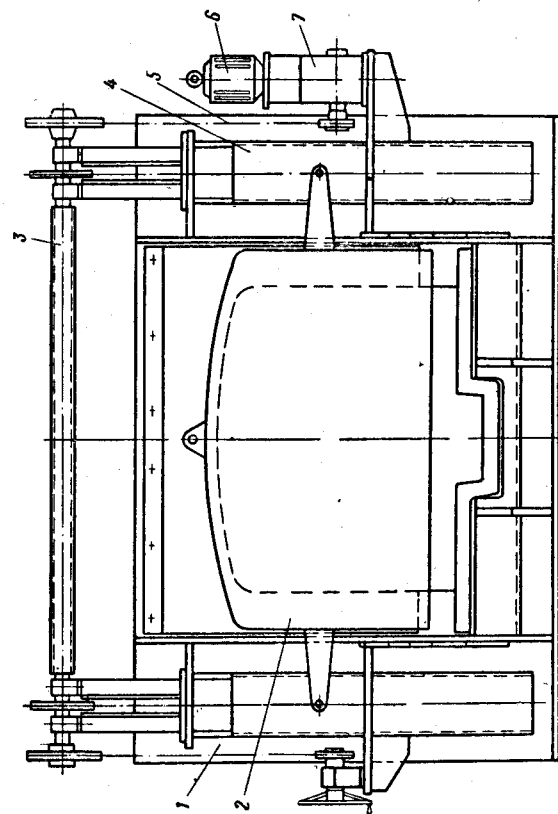
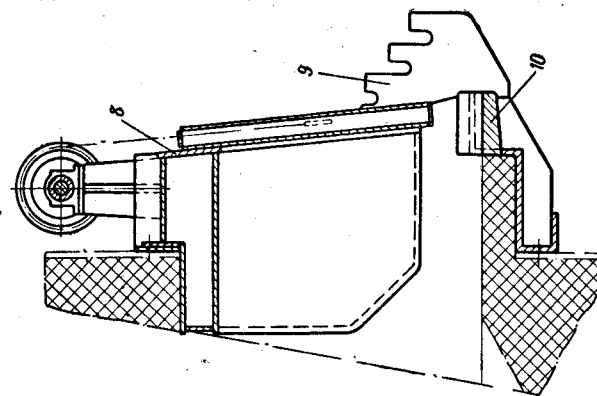


Рис. 9-10. Рабочее окно 40-т печи.

1 — рама; 2 — водоохлаждаемая дверца; 3 — вал с подшипниками и звездочками; 4 — коробка с противовесом; 5 — цепная передача; 6 — электродвигатель; 7 — червячный редуктор; 8 — водоохлаждаемая арка со столбиками; 9 — гребенка; 10 — чугунная плита порога.

на ремонт. Это особенно важно для печей, работающих на жидкой завалке. Сменную насадку носка, подверженную обгоранию под воздействием струи жидкого металла и шлака, рекомендуется выполнять небольшой длины (250—400 мм) для облегчения замены ее в эксплуатации.

### 9-7. ЭЛЕКТРОДОДЕРЖАТЕЛИ

*Электрододержателем* следует называть совокупность узлов и деталей системы закрепления и перепуска электрода, включая элементы вторичного токоподвода от гибких кабелей до электрода. В узком смысле слова электрододержатель представляет собой литую или сварную головку, охватывающую электрод; более правильно называть этот элемент корпусом электрододержателя.

Электрододержатели выполняются на каретках и телескопических стойках. Телескопические стойки обладают следующими преимуществами:

а) более надежным фиксированием положения электрода за счет развитой базы системы направляющих роликов;

б) простотой размещения токоподвода и дистанционного зажима электрода;

в) широкими возможностями регулировки распада электродов.

Недостатками телескопических стоек являются увеличение веса перемещаемых вместе с электродом подвижных масс, что осложняет регулирование режима дуги при повышенных инерционных усилиях привода перемещения электрода, и необходимость увеличения высоты подкрановых путей для монтажа и демонтажа стоек сверху. Каретки затрудняют размещение токоподвода и дистанционного зажима электрода, ограничивают возможность регулировки распада электродов, но дают минимальный вес перемещаемых масс и облегчают монтаж и демонтаж печи, не требуя повышения подкрановых путей. В отечественном печестроении на печах малой емкости распространены каретки, а на печах средней емкости — телескопические стойки. В зарубежном печестроении каретки имеют широкое применение и на печах большой емкости.

Электрододержатели выполняются с ручным или дистанционным зажимом электрода. В современных печах ручной зажим может иметь весьма ограниченное применение на самых малых (0,5—1,5 т) печах.

В отечественных печах емкостью 5 т и выше применяются электрододержатели только с дистанционным пружинно-пневматическим зажимом электрода. По исполнению токоподвода они бывают с шинным или трубчатым токоподводом. Трубчатый водоохлаждаемый токоподвод заслуживает безусловного предпочтения перед шинным.

Наиболее простым в изготовлении и надежным в эксплуатации является жесткое сочленение вторичного токоподвода с корпусом электрододержателя. Гибкое сочленение при помощи лир из трубы или гибкими лентами для условий работы сталеплавильных печей нецелесообразно.

Корпус электрододержателя делается литым (стальное или цветное литье) либо в виде сварной водоохлаждаемой коробки. Бронзовый или латунный литой корпус обычно имеет водяное охлаждение в виде залитого в него змеевика из стальной трубы. С точки зрения уменьшения электрических потерь предпочтительны электрододержатели из цветного металла. Однако в практике эксплуатации для экономии цветных металлов применяются электрододержатели в виде стальных отливок или сварных стальных коробок.

Бронзовый корпус электрододержателя с залитым змеевиком водяного охлаждения показан на рис. 9-11.

Недостатком этой конструкции является короткий срок службы электрододержателя, что следует объяснить различием коэффициентов линейного расширения корпуса и змеевика, а также зарастанием сечения змеевика солевыми отложениями охлаждающей воды.

На рис. 9-12 показана опытная конструкция корпуса электрододержателя из немагнитной стали: отливка с на-

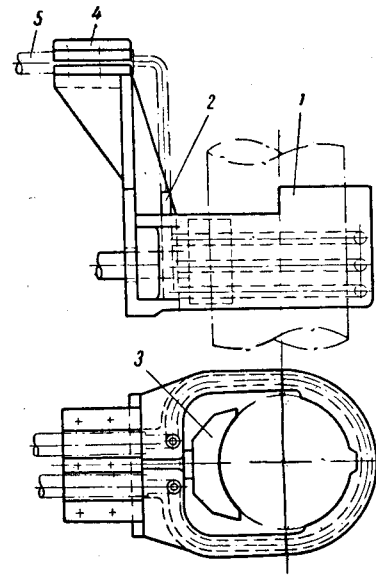


Рис. 9-11. Бронзовый электрододержатель со змеевиком водяного охлаждения.

1 — корпус; 2 — змеевик; 3 — прижимная плита; 4 — крышка; 5 — медная труба токоподвода (водоохлаждаемая).

варенными с внешней стороны полосами образует полость прямоугольного сечения для охлаждающей воды.

Такая конструкция имеет следующие преимущества перед другими конструкциями бронзовых электрододержателей с охлаждающими змеевиками:

а) значительную экономию дефицитного цветного металла;

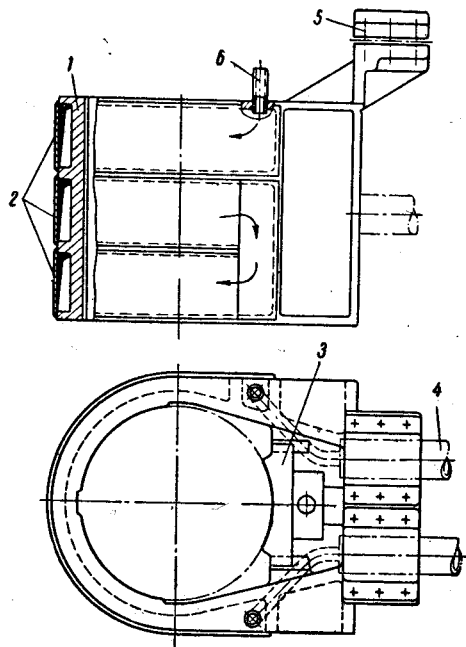


Рис. 9-12. Электрододержатель из немагнитной стали с полостью водяного охлаждения.

1 — корпус (отливка из немагнитной стали); 2 — рубашка (листовая немагнитная сталь); 3 — прижимная плита; 4 — медная труба токоподвода (водоохлаждаемая); 5 — крышка; 6 — патрубок для подвода воды к корпусу.

б) большую надежность работы ввиду замены тонкостенного змеевика с малым сечением для прохода охлаждающей воды прямоугольной полостью большого сечения;

в) отсутствие разнородных по расширению металлов.

В местах прилегания к электроду на корпус электрододержателя целесообразно наплавлять бронзу или медь для

уменьшения электрических потерь в сопротивлении контакта. При разработке конструкций электрододержателей необходимо обращать особое внимание на электрическую изоляцию элементов, находящихся под напряжением, от заземленных металлоконструкций печи, поскольку от надежности работы изоляции в значительной мере зависит бесперебойность работы печи.

К электрической изоляции дуговой печи должны предъявляться следующие требования:

а) достаточная электрическая, механическая и тепловая стойкость в эксплуатационных условиях;

б) доступность изоляции для осмотра, проверки и очистки от пыли и загрязнений;

в) легкость и быстрота замены изоляции в случае ее повреждения.

Для облегчения изготовления и обслуживания печи необходимо сводить к минимуму ассортимент деталей электрической изоляции. Весьма целесообразно применять в узлах с изоляцией болты одного диаметра.

Основными материалами для электрической изоляции в конструкциях дуговых печей являются асбоцементные доски для изоляции плоских поверхностей и миканитовые трубки для изоляции болтов и шпилек. Нестойкие в термическом отношении материалы — резина, текстолит, дерево и др., — могут применяться для изоляции лишь в таких узлах, где исключается возможность нагрева выше  $120^{\circ}\text{C}$ . Такие материалы нельзя применять для изоляции конструкций, подверженных нагреву за счет выделения в магнитных массах тепла от расположенных вблизи элементов токоподвода.

## 9-8. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЭЛЕКТРОДОВ

Механизмы перемещения электродов выполняются с электромеханическим или гидравлическим приводом. В отечественном печестроении до сих пор применяются исключительно механизмы с электромеханическими приводами. Гидравлический привод перемещения электродов, широко распространенный в зарубежных конструкциях современных дуговых печей, обладает преимуществом перед электромеханическим в части улучшения условий регулирования горения дуги (более высокое быстродействие автоматики за счет меньшего влияния инерционных масс вращающихся элементов привода). В СССР ведутся раз-

работки опытных образцов конструкций гидравлических механизмов перемещения электродов.

Кинематическая схема гидравлического механизма перемещения электродов весьма проста: плунжер с одной стороны шарнирно крепится к неподвижному относительно перемещаемого электрода основанию, а с другой — к каретке или телескопической стойке с электрододержателем. Электрод поднимается за счет подачи в плунжер рабочей жидкости, а опускается под действием собственного веса каретки или стойки.

При электромеханическом приводе перемещения электрода рабочим органом чаще всего является трос (в отдельных конструкциях — рейка или цепь). Трос может быть связан с приводным барабаном либо жестко (в этом случае рабочую поверхность барабана рекомендуется выполнять с ручьями для троса), либо лишь силой трения (барабан с гладкой рабочей поверхностью).

При жестком закреплении троса на барабане необходимо обеспечить надежную блокировку для остановки электрода в обоих предельных положениях: в крайнем верхнем — во избежание обрыва троса, в нижнем при опускании электрода на шихту или посадке электрододержателя на ограничивающий упор — во избежание сматывания троса с барабана.

Фрикционное сцепление троса с барабаном является более безопасным, так как оно не требует обязательного отключения привода в предельных положениях, поскольку электрод прекращает движение за счет пробуксовки троса относительно барабана; однако при такой системе трос больше изнашивается из-за частых пробуксовок.

Применяемый в качестве тягового органа в механизмах перемещения электродов трос имеет следующие недостатки:

а) Соответственно диаметру троса необходимо выбирать диаметр барабана, обычно равный не менее 25 диаметрам троса, что делает привод громоздким, с большим передаточным отношением, значительным моментом на выходном валу и большим маховым моментом приводного двигателя.

б) Трос является слабым местом в эксплуатации механизма, а его замена сложна и трудоемка.

В связи с этим в ряде современных конструкций дуговых сталеплавильных печей взамен троса в качестве тягового органа механизма перемещения электродов успешно

используется зубчатая рейка, позволяющая применить более компактный привод с меньшей мощностью и маховым моментом двигателя.

В механизмах перемещения электродов весьма важно правильно выбрать вес и конструкцию противовесов, так как от этого в значительной мере зависит надежность работы этих важнейших механизмов печи. В конструкциях механизма перемещения электродов с принудительным движением его вверх и вниз рекомендуется принимать вес противовеса равным весу всех подвижных масс электрододержателя, включая вес гибкого токоподвода и половины электродной свечи; при недостатке места для размещения столь тяжелого противовеса приходится ограничиваться меньшей балансировкой. В конструкциях без принудительного опускания электрода вес противовеса необходимо принимать несколько меньшим веса подвижных масс, включая вес гибкого токоподвода, но без электродной свечи (чтобы обеспечивалось свободное опускание электрододержателя без электрода). Конструкция противовеса должна допускать совершенно свободное его перемещение без заеданий в направляющих. Наборные противовесы из отдельных грузов часто не удовлетворяют этому важному требованию, что приводит к серьезному расстройству работы механизма перемещения электродов и системы автоматического регулирования режима печи.

Наиболее целесообразной является жесткая конструкция противовеса, сохраняющая при всех условиях свою форму и размеры.

В ряде случаев зарубежные фирмы выпускают дуговые сталеплавильные печи малой и средней емкости с механизмами перемещения электродов без противовесов. Такая система требует увеличения мощности приводных двигателей и соответствующей схемы автоматического регулирования режима работы печи.

На рис. 9-13,а показана кинематическая схема механизма перемещения электродов печи ДСВ-20 с фрикционным сцеплением троса с барабаном. На рис. 9-13,б дана кинематическая схема реечного механизма перемещения электродов.

По условиям автоматического поддержания режима дуги привод перемещения электрода должен быть самотормозящимся, для чего в кинематической схеме механизма, как правило, применяются самотормозящая червячная передача и нередко двухступенчатые червячные редукторы.

В перспективе развития конструкций механизмов перемещения электродов следует ожидать приводов с несамотормозящимися передачами и односторонним механическим торможением при опускании электрода.

Привод механизмов перемещения электродов обычно осуществляется от электродвигателей постоянного тока с широким регулированием скорости. Наибольшее распространение получили системы регулирования мощности дуги с электромашинными усилителями.

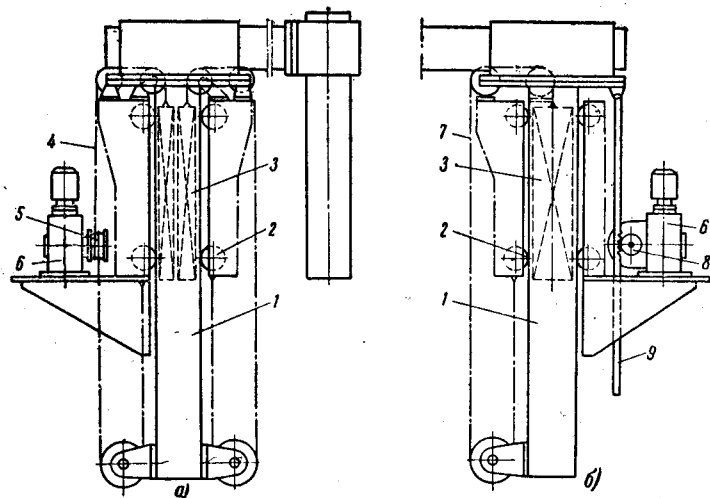


Рис. 9-13. Схема механизма перемещения электрода.

*a* — перемещение тросом, фрикционно связанным с гладким барабаном; *б* — перемещение зубчатой рейкой; 1 — телескопическая стойка; 2 — направляющий ролик; 3 — противовес; 4 — трос; 5 — барабан; 6 — привод (электродвигатель с червячным редуктором); 7 — цепь; 8 — зубчатая шестерня; 9 — зубчатая рейка.

В отличие от всех остальных вспомогательных механизмов при выборе типоразмера электродвигателя для перемещения электродов необходимо учитывать, что излишний запас мощности его ухудшает условия работы системы автоматического регулирования режима дуги, в результате чего уменьшается коэффициент использования мощности трансформатора и снижается производительность печи. Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы за счет выбора рациональной кинематической схемы и конструкции механизма перемещения электрода применять приводной двигатель минимальной, но достаточной для надежной работы механизма мощности.

Как показали исследования инж. А. И. Сапка (Днепропетровский металлургический институт), быстродействие работы системы автоматического регулирования режима дуги и зависящая от этого величина средней мощности печи существенно зависят от качества конструкции и тщательности изготовления механической части системы электрододержателя в комплексе с механизмом перемещения электродов. Упругие деформации за счет прогиба металлоконструкций рукава электрододержателя и вытяжки троса, а также совокупность зазоров (люфтов) в направляющих устройствах каретки или телескопической стойки и всех зацеплениях кинематической схемы привода являются причиной значительного холостого хода приводного органа (двигателя или гидравлического плунжера). Вследствие этого, даже при весьма высокой чувствительности автоматического регулятора мощности, теряется заметное время на восстановление заданного режима горения дуги при частых реверсированиях привода, т. е. затягивается период расплавления и ухудшаются все технико-экономические показатели печи.

Поэтому усовершенствование системы автоматического регулирования мощности печи должно начинаться с выявления и устранения в возможных пределах вредных упругих деформаций и зазоров в рукавах и механизмах перемещения электродов. В частности, с этой точки зрения механизм перемещения электродов с гидравлическим приводом представляет значительный интерес, поскольку он позволяет свести к минимуму холостой ход рабочего органа привода, зависящий от самого механизма перемещения электрода.

## 9-9. ВТОРИЧНЫЙ ТОКОПОДВОД

*Вторичным токоподводом* дуговой сталеплавильной печи условимся называть часть короткой сети от электрода до ошиновки низкой стороны печного трансформатора. Вторичный токоподвод включает токонесущие элементы электрододержателей и систему гибких кабелей, соединяющих рукава электрододержателей с ошиновкой низкой стороны печного трансформатора.

Схема и конструкция вторичного токоподвода печи оказывают существенное влияние на технико-экономические показатели работы дуговой печи. Как было показано в электрическом расчете дуговой сталеплавильной печи (см. гл. 4), суммарным реактивным сопротивлением корот-

кой сети определяются коэффициент мощности и кратность тока короткого замыкания печной установки.

Для дуговых печей емкостью до 5 т величина относительной реактивности короткой сети обычно находится в таких пределах, что при работе печи на верхних ступенях вторичного напряжения нередко возникает необходимость включать последовательно с первичной обмоткой трансформатора дополнительную реактивность (дрессель).

С ростом емкости дуговых печей относительная реактивность короткой сети настолько возрастает, что большей частью не только отпадает нужда в дресселе, но даже необходимы мероприятия для повышения коэффициента мощности печной установки. Так, например, при принятой в большинстве сталеплавильных печей системе короткой сети в виде звезды на электродах уже в печах емкостью 20 т относительная реактивность короткой сети исключает потребность в дресселе.

В отличие от ненаклоняющихся ферросплавных и руднотермических печей, в которых вторичный токоподвод, как правило, выполняется по схеме «треугольник на электродах», в большинстве дуговых сталеплавильных печей вторичный токоподвод до последнего времени осуществлялся по схеме «звезда на электродах».

С точки зрения уменьшения реактивного сопротивления токоподвод по схеме треугольника обладает существенным преимуществом по сравнению с токоподводом по схеме звезды, однако его применение в дуговых сталеплавильных печах осложняется рядом конструктивных и технологических особенностей этих печей, в частности необходимостью наклона печей для слива металла на угол около 40°.

На рис. 9-14 показана короткая сеть по схеме «несимметричный треугольник на электродах», разработанная ОКБ треста «Электропечь» в начале 1955 г. для дуговой сталеплавильной печи емкостью 80 т. В этой схеме обеспечивается существенное снижение реактивности вторичного токоподвода по сравнению с общераспространенной короткой сетью по схеме «звезда на электродах». При этом, как показывают предварительно проведенные расчеты и измерения на модели, различия в реактивных сопротивлениях всех трех фаз являются незначительными (с отклонением от среднего значения до 10%). Выравнивание реактивных сопротивлений разных фаз в этой схеме может быть объяснено, в частности, тем, что крайние ру-

кава с некомпенсированными участками токоподвода имеют меньшую по сравнению со средним рукавом длину.

Вторичный токоподвод по схеме «несимметричный треугольник на электродах» был опробован на одной из 20-т печей, причем было достигнуто заметное повышение коэффициента мощности печи по сравнению с прежней схемой «звезда на электродах».

В 1957 г. на одной из печей завода «Электросталь» была опробована другая конструкция вторичного токоподвода по схеме «треугольник на электродах», предложен-

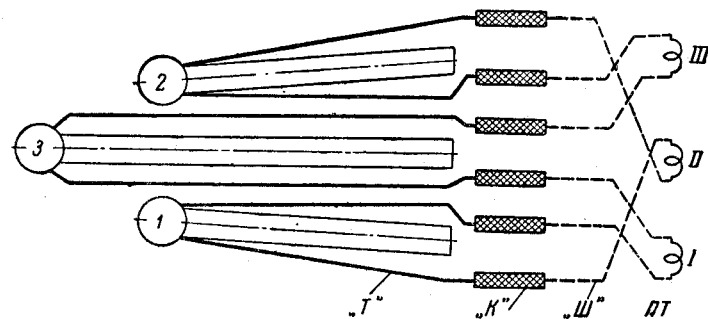


Рис. 9-14. Короткая сеть печи по схеме «несимметричный треугольник».

ПТ — печной трансформатор; Ш — участок шин; К — участок гибких кабелей; Т — участок медных труб; 1 — 3 — электроды.

ная группой работников заводов «Электросталь», «Днепро-спецсталь» и других организаций, с бифилярным расположением токоведущих шин всех трех фаз печи; результаты опробования оказались удовлетворительными. Бифилярность токоподвода всех фаз в этой схеме достигается за счет введения в конструкцию печи четвертого рукава с фазным токоподводом (рис. 9-15), перемещаемого синхронно с первым.

В настоящее время проводятся подробные сравнительные исследования обеих схем усовершенствованного вторичного токоподвода, после чего можно будет дать мотивированные рекомендации той или иной системе коротких сетей средних и крупных дуговых печей.

Существенно отметить, что одновременно со снижением реактивного сопротивления уменьшается также активное сопротивление вторичного токоподвода; в результате уменьшения магнитного потока, пронизывающего стальные

массы печных конструкций, снижаются активные потери энергии в стальных массах. Напрашивается следующая практическая рекомендация по реконструкции коротких сетей действующих сталеплавильных дуговых печей со «звезды» на «треугольник». Шинный токоподвод рукава и

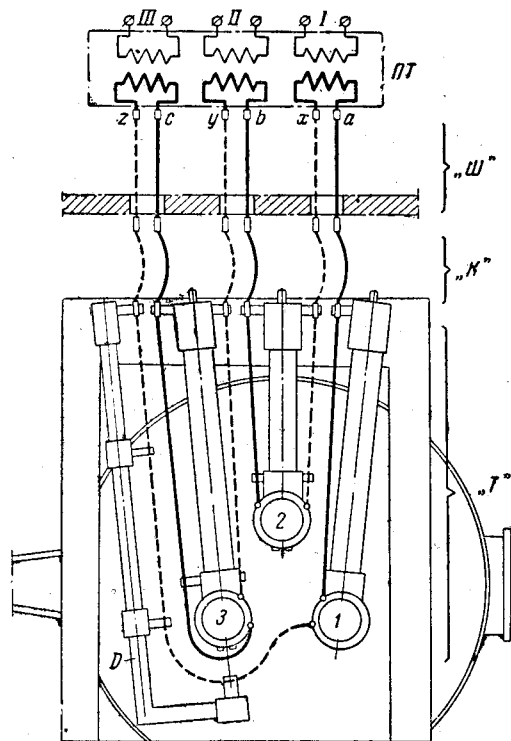


Рис. 9-15. Короткая сеть по схеме «треугольник на электродах» с четвертым рукавом.  
 ПТ — печной трансформатор; Ш — участок шин; К — участок гибких кабелей; Т — участок медных труб; 1 — 3 — электроды; D — дополнительный (четвертый) рукав токоподвода к первому электроду.

кабельная гирлянда, пропускающие в «звезде» линейный ток, могут при переходе к «треугольнику» разделяться на две равные части (в этом случае при реконструкции короткой сети не требуется дополнительного расхода дефицитного цветного металла на шины и кабели). При этом плотность тока во вторичном токоподводе повышается приблизительно на 15%, однако ввиду уменьшения активных по-

терь в стальных массах суммарные активные потери в короткой сети печной установки заметно увеличиться не могут; этому способствует также уменьшение активного сопротивления разделенных кабельных гирлянд за счет ослабления эффекта близости.

Уменьшение реактивности вторичного токоподвода целесообразно также для печей малой емкости (до 5 т), так как в этих случаях суммарная реактивность короткой сети с учетом дросселя может изменяться в более широких пределах за счет переключения ступеней дросселя, чем облегчается выбор оптимальных параметров электрического режима печей.

При конструировании шинного токоподвода рукава возможны различные решения как в части выбора формы шин (плоские с естественным охлаждением или трубчатые с водяным охлаждением), так и в части количества шин на фазу. Для дуговых сталеплавильных печей более целесообразно применение трубчатых водоохлаждаемых шин.

Для уменьшения реактивного сопротивления фазного шинпровода более выгодно делать его из нескольких шин меньшего сечения. Однако разница в суммарной реактивности печной установки при разных количествах шин на рукавах столь незначительна, что решающим моментом в выборе количества обычно являются не столько электротехнические, сколько конструктивные соображения (простота и надежность конструкции, механическая прочность и жесткость рукава и пр.).

Более существенным для снижения реактивности шинного токоподвода рукавов является максимально возможное сближение смежных шинпроводов и кабельных гирлянд, по которым протекают противоположно направленные токи.

Гибкий токоподвод на действующих отечественных дуговых сталеплавильных печах осуществляется голым медным кабелем МГЭ-500 сечением  $500 \text{ мм}^2$  по ГОСТ 5991-51, характеризующимся следующими основными данными: наружный диаметр кабеля 35,1 мм; диаметр сердцевины 11,7 мм; диаметр проволоки 0,78 мм; вес 1 пог. м кабеля 4,74 кг.

На печах емкостью 40 и 80 т номинальный ток в электроде имеет величину порядка 25 000 и 35 000 а. Удовлетворительное решение конструкции гибкого токоподвода



на такие токи с голыми кабелями сечением 500 мм<sup>2</sup> оказывается невозможным по следующим причинам:

а) При большом количестве параллельных кабелей в гирлянде (30 и выше) неравномерность распределения тока между ними оказывается столь существенной, что даже при небольшой средней плотности тока порядка 1,25—1,5 а/мм<sup>2</sup> отдельные кабели недопустимо перегреваются, а другие используются плохо.

б) Громоздкие гирлянды голых кабелей требуют надежной защиты от замыканий соседних фаз, возможных вследствие значительных электродинамических воздействий при эксплуатационных толчках тока; сложность разделения и изоляции соседних гирлянд особенно возрастает в конструкциях современных печей с поворотным сводом.

В связи с этим перед отечественной кабельной промышленностью поставлена задача освоения специальных гибких водоохлаждаемых кабелей крупных сечений с внешней изоляцией. Из таких кабелей можно будет изготовить надежные в эксплуатации гирлянды гибкого токопровода с уменьшенным расходом меди и меньшим реактивным сопротивлением короткой сети.

#### 9-10. МЕХАНИЗМ НАКЛОНА

По кинематической схеме механизмы наклона дуговых сталеплавильных печей выполняются трех видов: а) секторный; б) роликовый и в) цапфовый.

Печь с секторным механизмом наклона опирается на два (в некоторых конструкциях — на четыре) гладких или зубчатых сектора, перекатывающихся по плоским опорам. При наклоне печь перекачивается секторами по опорам, а сливной носок опускается и перемещается вперед.

Печь с роликовым механизмом наклона опирается на систему роликовых опор; ролики могут быть или с неподвижными осями, или с подвижными в специальных сепараторах. При наклоне печь поворачивается относительно неподвижной оси, расположенной недалеко от центра тяжести печи, а сливной носок опускается и перемещается назад.

Печь с цапфовым механизмом наклона опирается на две цапфы, расположенные у сливного носка. При наклоне печь поворачивается относительно неподвижной оси, расположенной на значительном расстоянии от центра тяжести печи, а сливной носок испытывает минимальные перемещения.

Наиболее широко распространен секторный механизм наклона. Роликовый механизм применяется реже; у крупных печей ввиду значительного ухода сливного носка назад затрудняется слив металла в ковш. Цапфовый механизм наклона, отличающийся наибольшими усилиями наклона, применяется в исключительных случаях, когда требуется обеспечить минимальное перемещение струи металла при разливке.

По месту расположения привода механизмы наклона подразделяются на боковые и нижние.

При боковом механизме, применяемом на печах небольшой емкости, привод монтируется на стационарной стойке сбоку печи. Такое расположение весьма удобно для эксплуатации, так как привод всегда доступен для осмотра и ремонта и не может быть поврежден при прорыве металла через кожу печи.

При нижнем механизме наклона, применяемом на печах средней и большой емкости, привод монтируется на фундаменте под печью со стороны рабочего окна.

Механизмы наклона выполняются с ручным, электро-механическим и гидравлическим приводами. Ручной привод механизма наклона имеет ограниченное применение на печах емкостью не выше 1,5 т. Наиболее распространен электромеханический привод.

Многие зарубежные фирмы устанавливают для механизмов наклона гидравлический привод (американские фирмы Мур-Лектронелт, Свинделл и Гайдро-Арк, английская ЭФКО, итальянская Таллья-Ферри).

Опыт эксплуатации отечественных печей серии ДСВ показывает, что гидравлический привод механизма наклона для металлургических печей работает менее надежно, чем электромеханический. Обязательным условием для бесперебойной работы гидравлического привода является высокая культура изготовления и обслуживания механизмов и гидравлической аппаратуры.

#### 9-11. СИСТЕМА ВОДООХЛАЖДЕНИЯ

Водоохлаждаемыми элементами конструкции дуговой сталеплавильной печи обычно являются: экономайзер; корпус электрододержателя и трубная ошиновка вторичного токопровода; заслонка, арка и столбики рабочего окна; сводовое кольцо.

Кроме того, водяное охлаждение может использоваться для отдельных участков кожуха печи (охлаждение

верхнего пояса жесткости, местное охлаждение участка кожуха над сливным отверстием и др.). Количество воды, проходящей в единицу времени через отдельную ветвь охлаждения, связано с тепловой мощностью, уносимой водой, и перепадом температур входящей и выходящей воды известным соотношением:

$$Q = V(t_2 - t_1) \cdot 10^3,$$

где  $Q$  — тепловая мощность, *ккал/ч*;  
 $V$  — расход охлаждающей воды, *м<sup>3</sup>/ч*;  
 $t_1$  и  $t_2$  — температуры входящей и выходящей воды, °С.

Во многих случаях при эксплуатации дуговых печей через систему охлаждения пропускается неоправданно завышенное количество воды с небольшим перепадом температур. При этом довольно широко распространено ошибочное мнение, что для уменьшения солевых отложений на внутренних поверхностях водоохлаждаемых конструкций необходимо стремиться к снижению температуры охлаждающей воды за счет повышенного расхода ее.

Исследованиями инж. П. Ф. Сабанеева на дуговых печах завода «Ростсельмаш» установлено, что объем солевых отложений в основном определяется количеством пропускаемой воды, а не ее температурой. Им предложена и внедрена в эксплуатацию несложная система автоматического регулирования расхода охлаждающей воды по температуре отходящей воды. Основой системы является регулятор прямого действия с манометрическим термоматроном, омываемым водой, отходящей из ветви охлаждения.

В каждую ветвь охлаждающая вода подается через два параллельных ответвления: через одно постоянно подается небольшое регулируемое вручную количество воды (25—30% нормального расхода) независимо от режима работы печи, а через другое — переменное количество воды, зависящее от температуры отходящей воды этой ветви. Управление переменной подачей воды производится регулятором прямого действия типа РПД с регулирующим клапаном диаметром 1, 1½ или 2".

Система автоматического регулирования позволяет существенно снизить расход охлаждающей воды, что дает на печи средней емкости годовую экономию в несколько десятков тысяч рублей.

## 9-12. ОСНОВНЫЕ СИСТЕМЫ ОПОР ПЕЧИ

Существуют три основные системы выполнения дуговых печей с различными решениями опор печи на фундамент.

В первой системе (рис. 9-16,а) печь опирается на фундамент секторами кожуха, к которому могут крепиться такие устройства, как механизм наклона, механизмы пере-

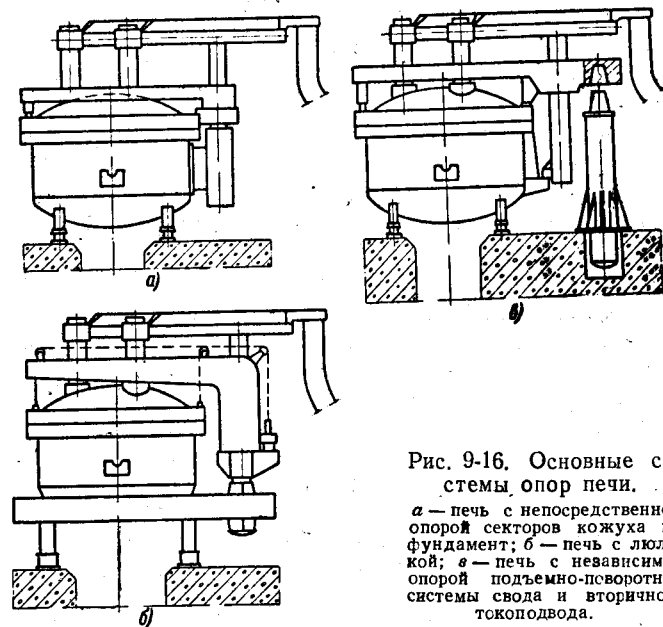


Рис. 9-16. Основные системы опор печи.  
 а — печь с непосредственной опорой секторов кожуха на фундамент; б — печь с люлькой; в — печь с независимой опорой подъемно-поворотной системы свода и вторичного тскоподвода.

мещения электродов и даже механизмы подъема и поворота свода.

Во второй системе (рис. 9-16,б) кожух печи наряду с рядом устройств (портал или полупортал с механизмами подъема свода и перемещения электродов, механизм вращения ванны и др.) монтируется на специальной несущей конструкции печи — люльке с двумя или четырьмя секторными опорами.

В третьей системе (рис. 9-16,в) печь опирается кожухом на фундамент и, кроме того, сбоку печи на фундаменте есть стационарная опора, с которой может сочленяться опирающаяся на верх кожуха несущая плита с смонтированными на ней сводом и механизмами перемещения электродов. Для наклона печи несущая плита отсоединяется от

фундаментной опоры и остается на кожухе печи (сочленение несущей плиты с фундаментной опорой возможно только при ненаклоненной печи). Для раскрытия верха печи несущая плита со сводом и механизмами перемещения электродов поднимается над кожухом специальным механизмом на фундаментной опоре и поворачивается вокруг вертикальной оси.

Первая система опор обычно употребляется во всех печах с боковой загрузкой и в печах с верхней загрузкой с поворотным сводом малой и иногда средней емкости.

Третья система опор встречается в конструкциях печей различных емкостей с поворотным сводом, выпускаемых некоторыми зарубежными фирмами (американской Мур-Лектромелт, немецкой Броун-Бовери, чешской «ЧКД Сталинград» и др.). В отечественном печестроении эта система опор не используется ввиду недостаточной надежности: в условиях работы металлургических цехов металлоконструкции кожуха подвергаются значительным деформациям от местных перегревов, и соосность подъемного шпинделя фундаментной опоры и сопряженного с ним гнезда несущей плиты может нарушаться.

Вторая система опор является наиболее распространенной в печах с механизированной загрузкой средней и большой емкости (с выкатной ванной, откатывающимся порталом и в печах с поворотным сводом).

Из двух разновидностей несущей конструкции (люльки) — двухсекторной и четырехсекторной — предпочтение следует отдать двухсекторной как более простой и надежной в эксплуатации. В современных печах средней и большой емкости находят применение устройства для электромагнитного перемешивания жидкого металла. Для размещения под днищем печи статора перемешивающего устройства в центральной части люльки предусматривается прямоугольный проем, причем должна иметься возможность нижнего монтажа и демонтажа статора без снятия кожуха печи.

### 9-13. МЕХАНИЗМ ПОДЪЕМА СВОДА

На рис. 9-17 показан простейший механизм подъема свода (печь ДС-5МТ). Свод подвешивается за три точки, связанные цепями с траверсой. Привод механизма состоит из кранового электродвигателя мощностью 5 квт и специального червячного редуктора с винтовой парой, смонтированного в ступице червячного колеса. Удерживаемый от

проворачивания специальным направляющим устройством в виде фланца с квадратным гнездом винт получает поступательное движение и поднимает свод через траверсу. Аналогичный по принципу механизм подъема свода печи ДСП-80 имеет два привода с червячно-винтовыми подъемниками; свод подвешивается на цепях в четырех точках,

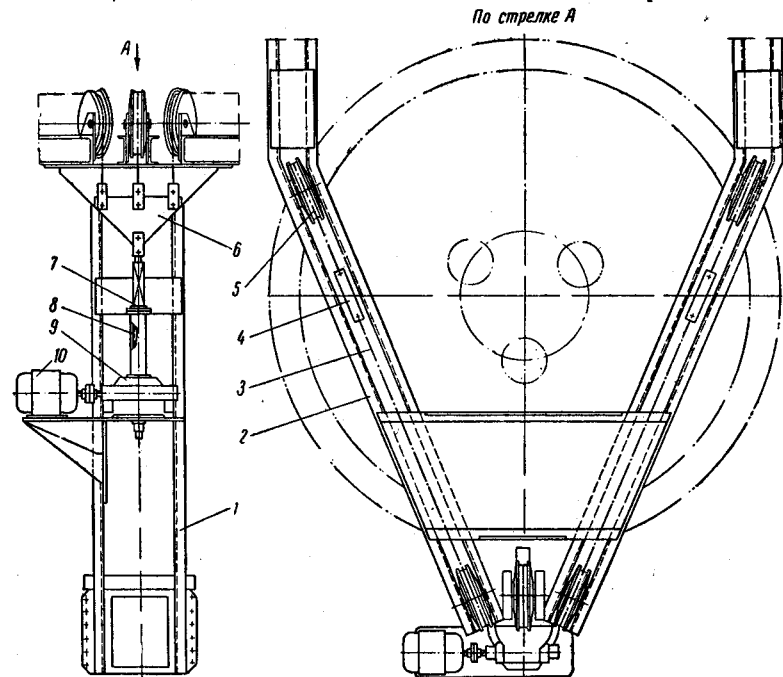


Рис. 9-17. Механизм подъема свода печи ДС-5МТ.

1 — стойка; 2 — балка; 3 — якорная цепь; 4 — стяжка цепи; 5 — цепной блок; 6 — траверса; 7 — направляющая тягового винта; 8 — тяговый винт; 9 — червячный редуктор с гайкой в ступице колеса; 10 — электродвигатель.

причем каждая пара подвесок связана с одним подъемником. Червяки обоих подъемников связаны общим валом с зубчатыми муфтами, что, с одной стороны, дает гарантию от перекосов свода при случайной остановке одного из приводных двигателей, а с другой — позволяет при необходимости поднимать свод одним из электродвигателей с кратковременной его перегрузкой.

На рис. 9-18 показан механизм подъема свода печи ДСВ-20 с гидравлическим приводом. В этой конструкции общий вал связан цепями с четырьмя точками подвески

свода. Свод поднимается поворотом вала гидравлическим цилиндром, для питания которого на портале печи монтируется автономная маслonaпорная установка с удлиненным цилиндрическим масляным баком, допускающим наклон печи без вылива масла из бака.

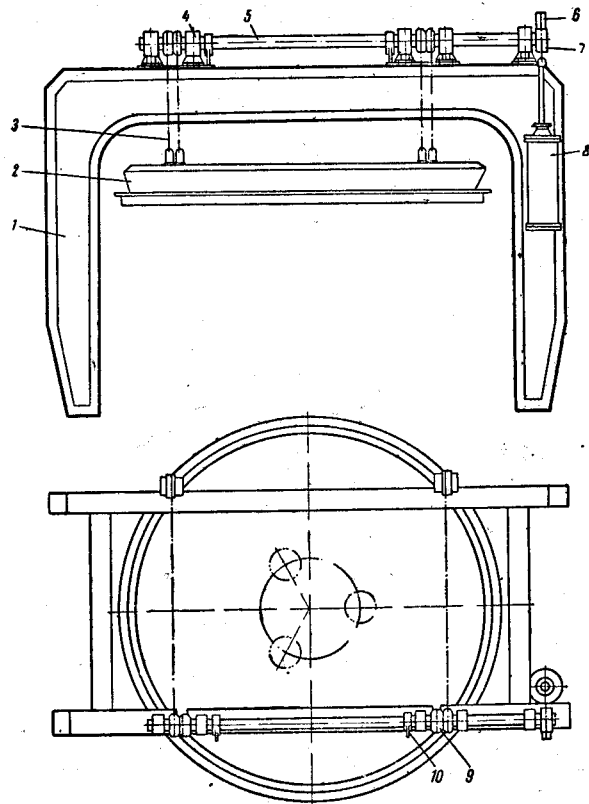


Рис. 9-18. Механизм подъема свода печей серии ДСВ. 1 — портал; 2 — сводовое кольцо; 3 — цепная подвеска; 4 — подшипник; 5 — вал; 6 — ведущий сектор; 7 — тяговая цепь; 8 — гидрочилиндр; 9 — цепной блок; 10 — упор.

К недостаткам этой конструкции, помимо общих недостатков, связанных с эксплуатацией гидропривода в условиях металлургических плавильных цехов, можно отнести: а) излишне громоздкий и тяжелый многоопорный вал, передающий значительный крутящий момент; б) автономный нерезервируемый гидропривод.

Более целесообразной конструкцией механизма подъема свода в случае применения гидропривода является система с двумя плунжерами, питаемыми через гибкие маслопроводы от стационарной маслonaпорной установки, с непосредственным соединением с тяговыми цепями без промежуточного вала.

#### 9-14. МЕХАНИЗМ ОТКАТА ВАННЫ

На рис. 9-19 показан механизм отката ванны печи ДС-5МТ. Кожух печи закреплен на тележке, имеющей электромеханический привод для перемещения ее по рельсам.

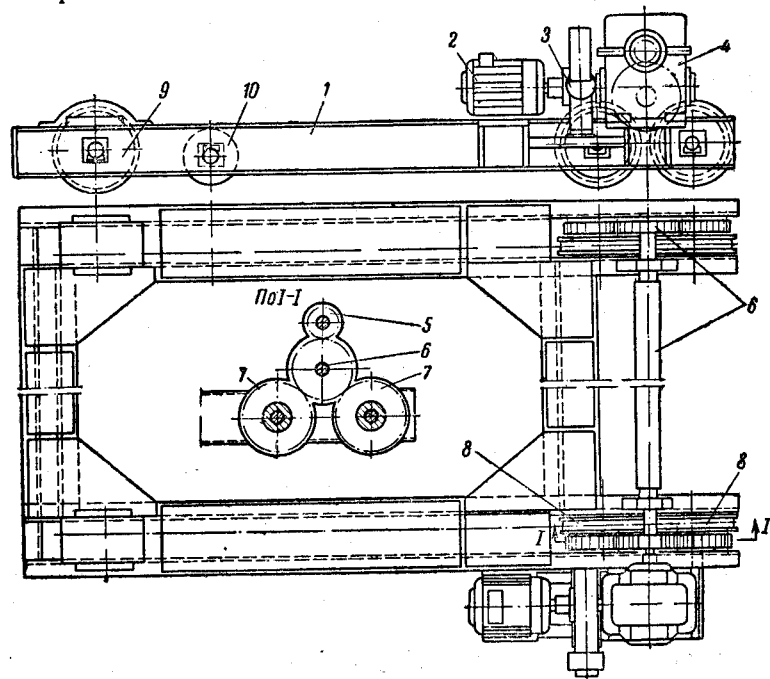


Рис. 9-19. Механизм отката ванны печи ДС-5МТ.

1 — рама тележки; 2 — электродвигатель; 3 — тормоз; 4 — червячный редуктор; 5 — ведущая шестерня; 6 — вал с двумя паразитными шестернями; 7 — шестерня приводного колеса; 8 — приводное колесо; 9 и 10 — колостые колеса.

сам наклоняющейся люльки и неподвижным рельсам фундамента. Для более плавного и надежного перекачивания через рельсовые стыки тележка имеет четыре пары ходовых колес, из которых две — приводные. При такой

системе тележка, оставаясь крайней парой колес на рельсах люльки, остальными тремя парами колес опирается на неподвижные рельсы, что значительно уменьшает ударную нагрузку на люльку печи при завалке шихты и облегчает обратное закатывание тележки после загрузки ванны.

Рольганговый механизм отката ванны печей серии ДСВ с гидравлическим приводом показан на рис. 9-20. Существенными недостатками такой схемы являются:

а) Расположение основных наиболее уязвимых элементов механизма (рольганга и гидравлического цилиндра) под печью в зоне, подверженной значительному облучению со стороны свода.

б) Размещение механизма отката под печью исключает возможность использования пространства под печью для уборки шлака в литейный пролет посредством шлаковоза.

в) Выдвинутая на двух балках двухсекторная люлька с ванной обладает недостаточной устойчивостью. Будучи шарнирно связанной с порталом двумя роликами, ванна при завалке шихты передает ударную нагрузку на портал и механизм наклона. Эксплуатация печей серии ДСВ емкостью 20 и 40 т на заводе «Днепроспецсталь» показала, что более надежной и целесообразной является конструкция механизма выката ванны печей фирмы Сименс той же емкости, имеющих механизм отката ванны в виде тележки на двухсекторной люльке.

При установке печи в двухпролетном здании (загрузка печи и слив металла — в разных пролетах) ванна выкатывается в сторону рабочего окна. Пространство перед печью, куда она выкатывается при загрузке печи, должно закрываться специальной платформой, с верхней площадки которой производится обслуживание печи; лишь на печах емкостью до 5 т возможно обслуживание с нулевой отметки (без вспомогательной платформы). Верхняя площадка платформы должна иметь возможность подниматься и опускаться примерно на 300—400 мм. Обслуживание работающей печи производится с поднятой площадки, а при выкате ванны под загрузку платформы с опущенной верхней площадкой закатывается под перекрытие в сторону шихтового пролета, освобождая место выдвинутой ванне печи. Передвижная платформа печи ДСВ-40 (рис. 9-21) имеет два механизма: один — для подъема и опускания верхней площадки, другой — для самостоятельного передвижения платформы. Верхняя площадка платформы должна быть достаточно прочной и устойчивой для вос-

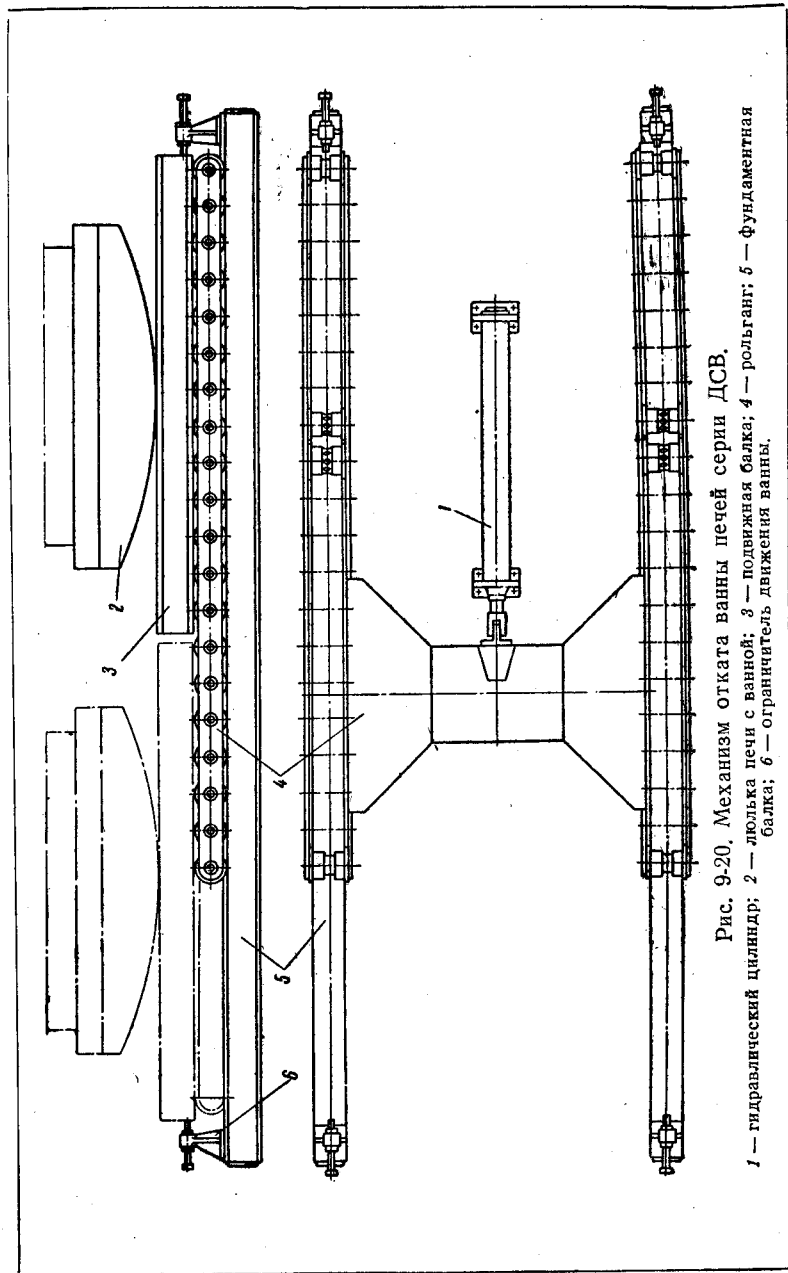


Рис. 9-20. Механизм отката ванны печей серии ДСВ.

1 — гидравлический цилиндр; 2 — люлька печи с ванной; 3 — подвижная балка; 4 — рольганг; 5 — рольганг; 6 — фундаментная балка; 6 — ограничитель движения ванны.

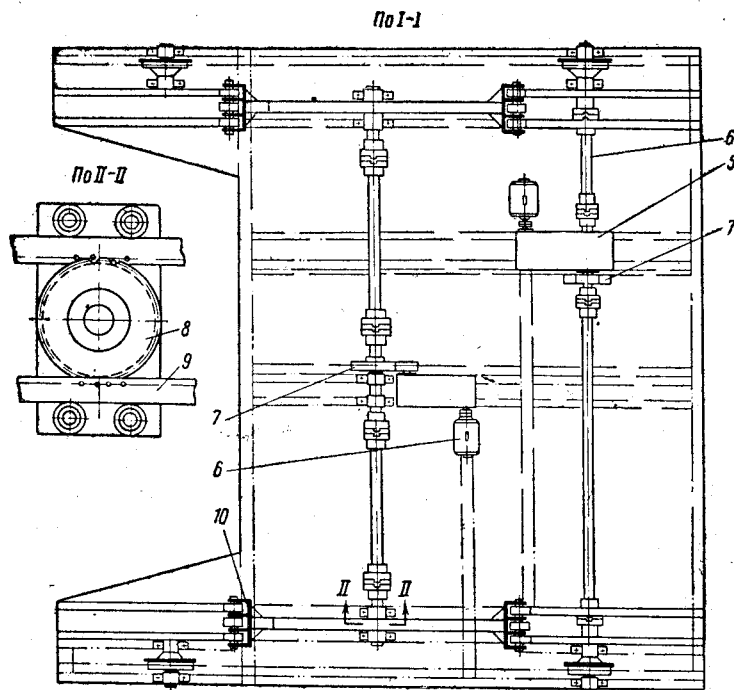
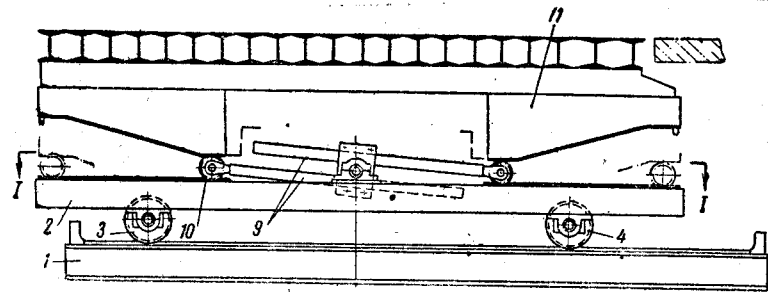


Рис. 9-21. Передвижная платформа печи ДСВ-40.

1 — опорная балка с рельсом; 2 — рама тележки; 3 — холостое колесо; 4 — приводное колесо; 5 — трехступенчатый цилиндрический редуктор ( $A = 700 \text{ мм}$ ); 6 — крайний электродвигатель МТК-21-6; 7 — открытая зубчатая перелача; 8 — цевочная шестерня; 9 — цевочная рейка; 10 — блок роликов; 11 — подъемная площадка.

приятия нагрузок от обслуживающей печь машины для завалки шлакообразующих и легирующих добавок.

Специальная передвижная платформа является недостатком конструкции печи с выкатной ванной.

При установке печи в однопролетном здании целесообразно выкатывать ванну в сторону сливного носка. Тогда специальная передвижная платформа не нужна, поскольку ванна выкатывается над приемком для разливочного ковша.

### 9-15. МЕХАНИЗМ ОТКАТА ПОРТАЛА

В некоторых конструкциях дуговых сталеплавильных печей вместо системы отката ванны используется более легкая и компактная система отката портала в сторону сливного носка печи. Такая система употребляется в конструкциях сталеплавильных печей средней емкости (печи немецкой фирмы Сименс и американской Бридж).

В этой системе портал опирается на рельсы люльки тележки, имеющей по соображениям, изложенным в описании механизма отката ванны, четыре пары катков. Продолжением рельсового пути люльки является стационарный рельсовый путь, смонтированный на эстакаде, частично выступающей в литейный пролет. Во избежание сдвига портала относительно люльки при наклоне печи для слива металла предусматривается специальное устройство, запирающее портал на люлке.

Для печей большой емкости система откатывающегося портала не применяется, что следует объяснить, с одной стороны, тяжелыми условиями работы нижней части механизма передвижения портала вследствие мощного теплового излучения свода при откате и, с другой — удлинением гибкого токоподвода по сравнению с печами других типов.

По опыту эксплуатации на отечественных заводах печей емкостью до 20 т с откатом портала заметного удлинения гибкого токоподвода на печах такой емкости не наблюдается, что позволяет считать систему отката портала для печей средней емкости более целесообразной, чем с откатывающейся ванной.

### 9-16. МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА СВОДА

Простейшая схема механизма подъема и поворота свода показана на рис. 9-22 (фирма Свинделл-Дресслер, США). К кожуху печи крепится крестообразная стальная отливка с вертикальной и горизонтальной цилиндрическими расточками. В вертикальной расточке расположен

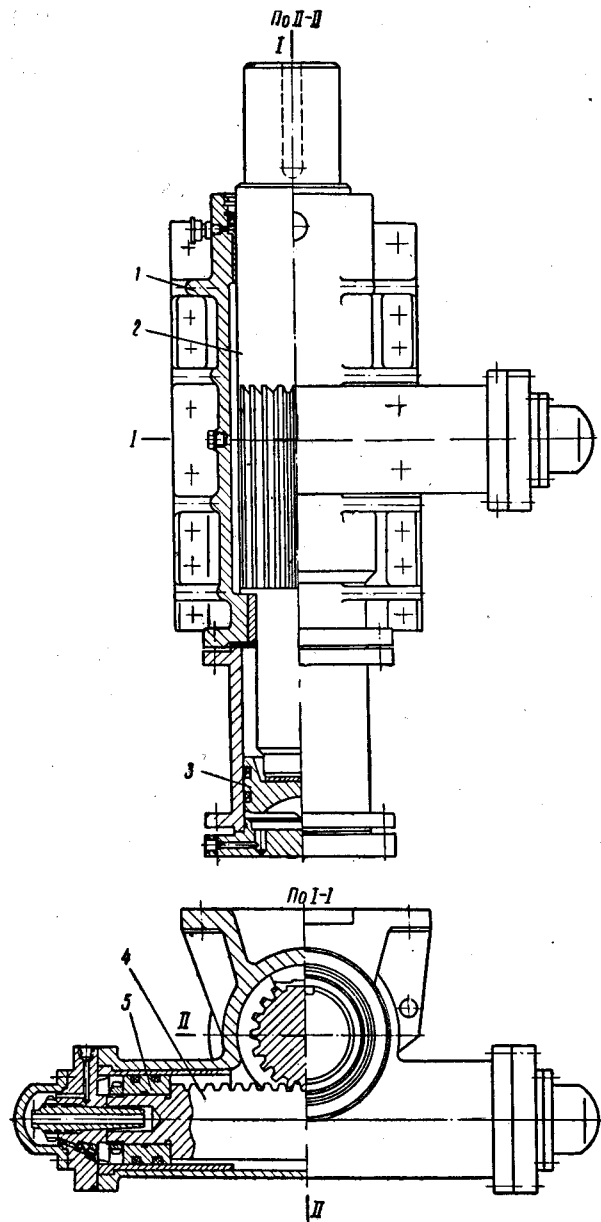


Рис. 9-22. Механизм подъема и поворота свода с гидравлическим приводом.

1 — корпус; 2 — шпindelъ подъема; 3 — поршень подъема; 4 — рейка; 5 — поршень поворота.

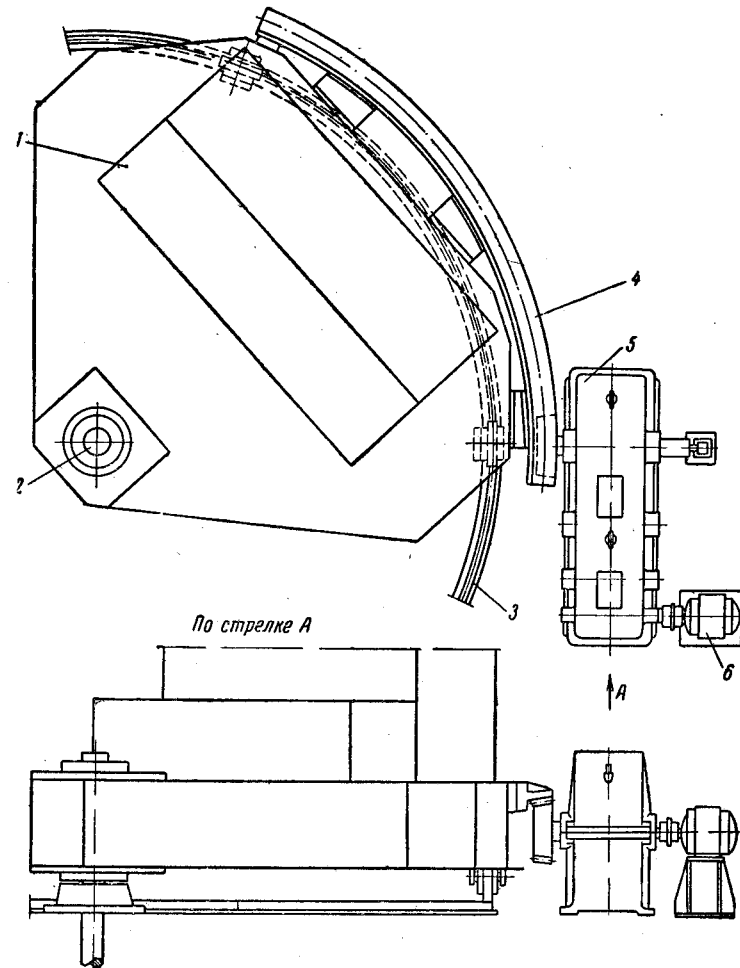


Рис. 9-23. Механизм поворота свода с электромеханическим приводом.

1 — поворотная башня с полупорталом; 2 — ось вращения; 3 — рейка; 4 — зубчатый сегмент; 5 — трехступенчатый цилиндрический редуктор; 6 — электродвигатель.

подъемный шпindelъ с нарезанными на боковой поверхности зубьями. В горизонтальной расточке располагается поворотный шпindelъ, средняя часть которого представляет собой рейку, сопряженную с зубьями подъемного шпindelя. Несущая плита насаживается на верхнюю часть вертикального шпindelя. При осевом перемещении верти-

кального шпинделя несущая плита со сводом и механизмами перемещения электродов поднимается или опускается. При перемещении горизонтального шпинделя вертикальный шпиндель и связанная с ним несущая плита поворачиваются. Привод описанного механизма подъема и поворота свода осуществляется гидравлическими цилиндрами. В печи ДСП-1,5 применен вариант такого же механизма с электромеханическими приводами.

В конструкциях современных печей средней и большой емкости широко используется механизм поворота свода по схеме на рис. 9-23 (например, печи английской фирмы ЭФКО). Механизмы подъема свода и перемещения электродов монтируются на поворотной башне с хвостовым шарниром и двумя катковыми опорами, перемещающимися по дугообразному рельсу с центром кривизны в хвостовом шарнире. При такой схеме для раскрытия верха печи достаточно поворота башни на угол порядка  $60^\circ$ . Привод механизма поворота свода может быть либо электромеханическим, либо гидравлическим в зависимости от того, какой тип привода принят для механизма наклона печи.

#### 9-17. МЕХАНИЗМ ВРАЩЕНИЯ ВАННЫ

Механизм вращения ванны вокруг вертикальной оси в ряде конструкций современных дуговых сталеплавильных печей предназначен для ускорения расплавления твердой завалки, облегчения труда обслуживающего печь персонала и предохранения подины от прожигания электродами в начальной стадии расплавления металла.

При помощи этого механизма в процессе расплавления твердой завалки после проплавления трех колодцев электроды подымаются выше уровня шихты и ванна поворачивается на  $\pm 40^\circ$ ; далее, проплавляется вторая группа колодцев, после чего повторным поворотом ванны в обратном направлении обеспечивается возможность проплавления третьей группы колодцев.

Печи серии ДСВ имеют систему вращения ванны с вертикальным зацеплением шестерни редуктора с дугообразной рейкой кожуха печи. Характерными особенностями этого исполнения механизма вращения являются:

а) цевочная рейка<sup>1</sup>, закрепленная на нижней части кожуха печи;

<sup>1</sup> Цевочной называется разновидность зубчатой передачи, у которой шестерня выполнена в виде цепной звездочки, а колесо или рейка вместо зубьев имеют цилиндрические пальцы.

б) двухчервячный редуктор с цевочной шестерней на вертикальном валу;

в) кольцевой брус нижней части кожуха, опирающийся на четыре тумбы с опорными и упорными роликами.

Для обеспечения нормальных условий зацепления цевочной шестерни с рейкой необходима обработка кольцевого бруса по обеим поверхностям соприкосновения с опорными и упорными роликами.

Иным способом решена конструкция механизма вращения ванны печи ДСП-80. В ней привод механизма имеет трехступенчатый цилиндрический редуктор, на выходном валу которого насажена коническая шестерня, входящая в зацепление с зубчатыми литыми секторами, прикрепленными к нижней части кожуха. Поскольку привод с цилиндрическим редуктором несамотормозящийся, возможно выполнение механизма с двумя и более приводами.

#### 9-18. ЗАГРУЗОЧНАЯ КОРЗИНА

Механизированная загрузка шихты через раскрытый верх печи производится загрузочной корзиной. При нормальном подборе шихты печь должна загружаться одной корзиной без подвалока, так как они снижают производительность печи и повышают удельный расход электроэнергии. Полезный объем корзины определяют исходя из объемного веса шихты, который следует принимать в расчетах равным  $1,0-1,2 \text{ т/м}^3$ . Разнообразные конструкции загрузочных корзин можно свести к двум основным типам: с цепным днищем и с днищем грейферного типа с жесткими раскрывающимися челюстями.

В эксплуатации отечественных дуговых печей до настоящего времени употребляются почти исключительно корзины с цепным днищем. На рис. 9-24 показана корзина печи ДСП-80 с цепными секциями днища. Для замыкания днища все цепные секции 3 сводятся к центру и в проушины их заводится замыкающая цепь 4. Одним концом она постоянно крепится к цепной секции с замком, второй же конец после прохода цепи через проушины всех секций закрепляется в отверстии замка, имеющего палец 6, управляемый вспомогательной цепью 8. Под действием пружины 7 палец удерживает концевое звено замыкающей цепи. Для раскрытия корзины необходимо натянуть вспомогательную цепь 8, что обычно делается вторым крюком крапа, поднимающего корзину. В комплект загрузочной корзины, помимо собственно корзины, обычно входят поддон 1



в виде чаши для посадки корзины (в ожидании загрузки печи) и траверса 10, посредством которой корзина захватывается крюком крана. При конструировании корзин необходимо выбирать габаритный диаметр корзины с таким расчетом, чтобы зазор между корзиной и футеровкой стен-

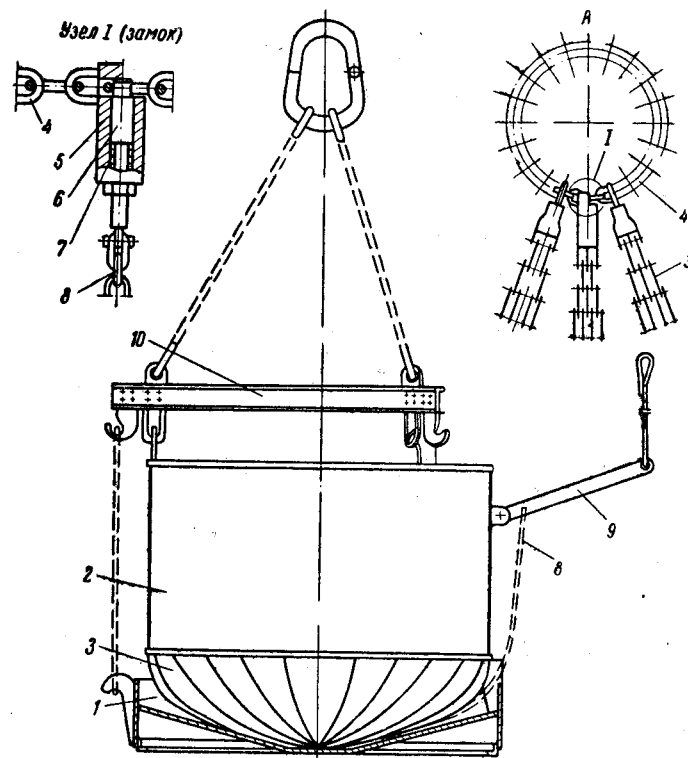


Рис. 9-24. Загрузочная корзина с цепным дном.

1 — поддон; 2 — цилиндр; 3 — секция цепного дна; 4 — замыкающая цепь; 5 — корпус замка; 6 — стержень замка; 7 — пружина; 8 — цепь, оттягивающая стержень замка; 9 — рычаг; 10 — траверса; А — вид сверху на собранные секции цепного дна.

ки печи был достаточен для нормального опускания и подъема корзины краном (100—150 мм на сторону для печей малой емкости, 150—250 мм — для печей средней емкости и 250—400 мм — для печей большой емкости), в противном случае можно повредить футеровку.

Корзины с цепными днищами неудобны в эксплуатации по следующим причинам: сборка и замыкание пластинчатых цепей являются трудоемкой операцией и требуют специального стенда; замыкающий гибкий элемент в виде троса или цепи в совокупности с механизмом замка нередко отказывает в работе, вызывая простои печи.

Эти эксплуатационные неудобства особенно сказываются на печах средней и большой емкости (20—40 т и выше).

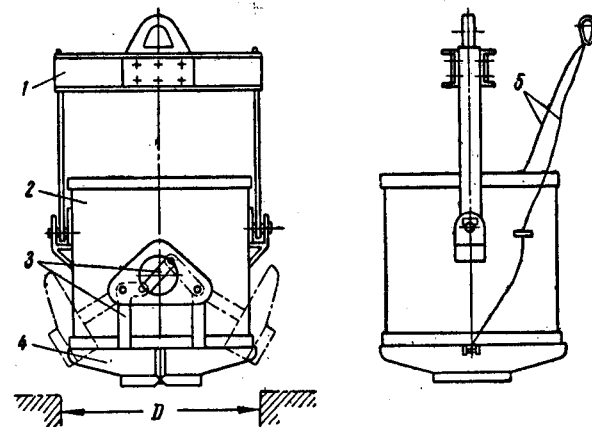


Рис. 9-25. Загрузочная корзина с дном в виде двух челюстей.

1 — подвеска; 2 — цилиндр; 3 — рычажная система раскрытия дна; 4 — челюсть; 5 — трос раскрытия дна; D — внутренний диаметр футеровки печи.

Из грейферных корзин известны две основные разновидности: корзина в виде полусферы из двух шарнирно смонтированных секций и цилиндрическая корзина с дном в виде двух челюстей, раскрывающихся посредством рычажной системы (рис. 9-25). По своим габаритам эта корзина требует раскрытия над ванной печи, что вызывает значительную ударную нагрузку на подину при завалке шихты.

Полусферическая грейферная корзина применяется для загрузки 5-т дуговых печей Уралвагонзавода.

Учитывая эксплуатационные недостатки загрузочных корзин с цепными днищами, следует ожидать внедрения в производство корзин грейферного типа.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТОИМОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ЦЕНЫ ПЕЧИ

Перед началом работ по изготовлению нового типа печи (опытного образца конструкции) устанавливается отпускная цена ее, определяемая из сметной калькуляции. Сметная калькуляция составляется по рабочим чертежам печи с учетом основных моментов технологии изготовления ее. Отпускная цена складывается из следующих статей:

1) стоимость материалов и полуфабрикатов, потребных для изготовления печи;

2) стоимость услуг со стороны (оплата работ, выполняемых другими предприятиями в порядке кооперации);

3) заработная плата производственных рабочих, занятых непосредственно изготовлением печи;

4) заработная плата производственных рабочих, занятых изготовлением технологической оснастки и освоением нового производства;

5) цеховые накладные расходы, принимаемые в виде определенного процента заработной платы производственных рабочих;

6) общезаводские накладные расходы, определяемые аналогично цеховым расходам;

7) стоимость конструирования печи (если эта стоимость не оплачивается из других источников финансирования);

8) внепроизводственные расходы, обычно характеризующиеся величиной порядка 3% заводской себестоимости, т. е. суммы статей 1—6;

9) накопления, планируемые обычно в размере около 3% коммерческой себестоимости, т. е. суммы статей 1—8.

Начальным этапом составления калькуляции является расшифровка материальных затрат на изготовление, которая выполняется по сводным нормам расхода материалов и оборудования для изготовления печи и соответствующим прейскурантам отпускных цен материалов и оборудования. Сводные нормы расхода составляются на основании детальных спецификаций, выполняемых по рабочим чертежам печи с учетом отходов материалов в процессе изготовления.

Отсюда вытекают:

а) необходимость серьезного подхода при конструировании к выбору материалов и конструктивных решений

основных узлов печи с точки зрения стоимости изготовления печи;

б) важность правильного составления детальных спецификаций и норм расхода, так как от этого зависит соответствие расчетной и фактической стоимостей материалов и оборудования.

Опыт показывает, что стоимость материалов составляет в среднем 60—70% себестоимости изготовления электрических печей.

Следующим этапом составления калькуляции является расшифровка трудовых затрат на изготовление, которая выполняется на основании норм времени и расценок на различного рода работы, связанные с изготовлением печи. В каждом производственном предприятии обычно есть утвержденные на определенный срок нормы времени и расценки на специальные виды работ. Помимо расшифровки трудовых затрат в калькуляциях используются Единые нормы времени и расценки на различные категории общих работ.

В качестве примера в табл. 10-1 приводится сметная калькуляция на изготовление садочной воздушно-циркуляционной электрической печи для старения алюминиевого литья.

Ориентировочная стоимость изготовления печи как один из факторов, характеризующих экономичность конструкции, на стадии эскизного или технического проекта не может определяться изложенным выше методом, для которого необходимы полные расшифровки материальных и трудовых затрат.

Для определения ориентировочной стоимости изготовления печи может быть рекомендована следующая упрощенная методика. Проектируемая печь подразделяется на основные элементы, сходные по условиям изготовления.

Для электрических печей сопротивления такими основными элементами являются:

а) внешние металлические конструкции, выполняемые из обычной листовой и сортовой стали без сложной механической обработки (каркас печи, металлические конструкции, относящиеся к опорам механизмов, и т. д.);

б) внутренние металлические конструкции из нержавеющей или жароупорной стали (муфели, экраны, контейнеры, сварные поддоны и т. д.);

в) основные и вспомогательные механизмы (механиз-

Таблица 10-1

Сметная калькуляция на изготовление воздушно-циркуляционной электрической печи для старения алюминиевого литья<sup>1</sup>

№ п/п.	Наименование	Изготовление печи без вен-тиляторов и футеровки, руб.	Изготовление вентилятор-ных устано-вок, руб.	Футеровка, руб.	Всего, руб.
1	Материалы и полуфабрикаты . . . . .	39 588	17 936	9 190	66 714
2	Услуги со стороны . . . . .	—	—	—	—
3	Зарботная плата производ-ственных рабочих . . . . .	9 485	3 100	965	13 550
4	Зарботная плата по оснастке и освоению нового производства	—	—	—	—
5	Цеховые расходы (137,7% поз. 3)	13 374	4 371	1 361	19 106
6	Общезаводские расходы (56,8% поз. 3) . . . . .	5 596	1 829	569	7 994
7	Заводская себестоимость . . . . .	68 043	27 236	12 085	107 364
8	Конструирование . . . . .	—	—	—	—
9	Внепроизводственные расходы . . . . .	2 041	817	363	3 221
10	Коммерческая себестоимость . . . . .	70 084	28 053	12 448	110 585
11	Накопления . . . . .	2 116	847	352	3 315
12	Отпускная цена . . . . .	72 200	28 900	12 800	113 900

<sup>1</sup> Составлена применительно к условиям изготовления в центральном производственном предприятии треста «Электропечь» по ценам, нормам и расценкам 1952 г.

мы загрузки и разгрузки, подъема и открывания дверей, вентиляторы, подъемники закалочных баков и т. д.);

- г) жароупорное литье;
- д) огнеупорная часть футеровки печи;
- е) теплоизоляционная часть футеровки печи;
- ж) нагревательные элементы.

В отдельных случаях номенклатура перечисленных основных элементов может сокращаться. Например, для низкотемпературных электрических печей с засыпкой теплоизоляцией внутренние металлические конструкции, выполняемые из обычной стали, объединяются с внешними металлоконструкциями, жароупорное литье отпадает, а также может отпасть огнеупорная часть футеровки. В ходе разработки технического проекта конструкции представляется возможным произвести ориентировочную оценку весов всех основных элементов печи. Веса отдельных элементов, как, например, нагревателей, футеровки и жароупорного литья, могут быть определены со значитель-

ной точностью (в пределах  $\pm 10\%$ ). Веса металлических конструкций и механизмов в техническом проекте при использовании подсобного материала по аналогичным типам печей могут быть определены с точностью порядка  $\pm 20\%$ .

Если иметь ориентировочные стоимости изготовления 1 т всех основных элементов печи, то уже на стадии разработки технического проекта можно определить предварительную величину стоимости изготовления печи.

В табл. 10-2 приведены ориентировочные значения стоимости изготовления 1 т основных элементов промышленных электрических печей сопротивления. Эти усредненные данные, выведенные на основании конкретных калькуляций в условиях изготовления б. центрального производственного предприятия треста «Электропечь» по состоянию на 1952 г., не могут претендовать на исчерпывающую достоверность, однако в качестве первого приближения на них можно опираться при сравнительной оценке ориентировочной стоимости изготовления различных типов печей.

Такая сравнительная оценка стоимости изготовления является весьма полезной при выборе экономичного решения конструкции в процессе разработки технического проекта.

### Пример

Определить ориентировочную стоимость изготовления шахтной электрической печи для нормализации сварных узлов.

### Исходные данные

- а) Общие данные печи:
  - 1) размеры рабочего пространства  $\varnothing 1500 \times 6000$  мм;
  - 2) рабочая температура  $950^\circ\text{C}$ ;
  - 3) установленная мощность 600 кВт;
  - 4) материал и конструкция нагревателей: спиральные нагреватели из сплава Х20Н80Т, уложенные на полочках;
  - 5) материал футеровки: огнеупорная кладка — из легковесно-шамотного кирпича с полочками из высокоглиноземистой керамики, теплоизоляция — из диатомитовых кирпича и порошка;
  - 6) механизация печи: печь имеет порталный механизм подъема и отката крышки.
- б) Данные для определения ориентировочной стоимости печи:
  - 1) вес внешних металлических конструкций 12 т;
  - 2) вес внутренних металлических конструкций из жароупорной стали марки ЭЯ-ЗС (опоры и приспособления для подвески загрузки) 1 000 кг;
  - 3) вес механизмов печи 2 000 кг;
  - 4) жароупорное литье отсутствует;
  - 5) вес огнеупорной части футеровки (легковесно-шамотный кирпич с объемным весом  $1,0 \text{ кг/дм}^3$ ) 20 т; помимо кирпича, в огнеупорной

Таблица 10-2

Ориентировочные стоимости изготовления 1 т основных элементов промышленных электрических печей сопротивления<sup>1</sup>

№ п/п.	Наименование элементов	Стоимость изготовления, 1 т, руб.	Примечание
1	Металлоконструкции из обычной стали: а) конструкции с преобладанием листа толщиной 5—10 мм и средних профилей проката (швеллеры № 12—18 и уголки № 6—10) . . . . .	2 400	
	б) конструкции с преобладанием листа толщиной 3—5 мм, швеллеров № 8—12 и уголков № 4—6 . . . . .	2 900	
	в) конструкции с преобладанием листа толщиной 1—3 мм, швеллеров № 6,5—8 и уголков до №4 . . . . .	4 100	
2	Металлоконструкции из нержавеющей и жароупорной стали: а) конструкции из проката марки типа Я-1Т . . . . .	16 500	
	б) конструкции из проката марки типа Я-ЗС . . . . .	24 500	
	в) конструкции из жароупорных труб марки типа ЭИ-171 . . . . .	30 000	
3	Механизмы электрических печей сопротивления а) с приводом от электродвигателя . . . . .	8 000	
	б) с ручным приводом . . . . .	3 000	
4	Жароупорное литье: а) литье простой формы из стали марки типа ЭИ-316 . . . . .	6 000	Поддоны, тигли, плиты, балки и т. п.
	б) литье средней сложности из стали марки ЭИ-316 . . . . .	9 500	
	в) литье простой формы из стали марки Я-ЗС . . . . .	12 500	
5	Огнеупорная кладка: а) из шамотного нормального кирпича в комбинации с простыми шамотными фасонными деталями . . . . .	900	Без учета стои-

<sup>1</sup> Под стоимостью изготовления 1 т того или иного элемента печи условно понимается цена, по которой завод-изготовитель мог бы отпустить отдельные элементы конструкции печи без учета комплектности поставки оборудования.

Продолжение табл. 10-2

№ п/п.	Наименование элементов	Стоимость изготовления 1 т, руб.	Примечание
	б) из легковесно-шамотного кирпича с объемным весом 1,0—1,3 кг/дм <sup>3</sup> . . . . .	750	мости фасонной керамики, но с учетом стоимости рабочей силы на ее установку
	в) из пеношамотного кирпича с объемным весом 0,6—0,8 кг/дм <sup>3</sup> . . . . .	1 450	
6	Теплоизоляция: а) однородная изоляция диатомитовым кирпичом . . . . .	450	
	б) комбинированная изоляция диатомитовым кирпичом и азбозуритом . . . . .	275	
	в) комбинированная изоляция диатомитовым кирпичом со шлаковой ватой или диатомитовым порошком . . . . .	500	
7	Нагревательные элементы: а) ленточные из сплава типа Х15Н60 . . . . .	75 000	
	б) ленточные из сплава типа Х20Н80 или Х20Н80Т . . . . .	150 000	
	в) проволочные спирали из сплава типа Х15Н60, укладываемые на полочках . . . . .	65 000	
	г) то же из сплава типа Х20Н80 или Х20Н80Т . . . . .	125 000	
	д) то же из сплава типа ЭИ-60 (Фехраль) или сплава № 1 . . . . .	47 000	
	е) то же, из сплава типа ЭИ-340 (сплав № 2) . . . . .	95 000	
	ж) проволочные из сплава типа Х15Н60 монтируемые на трубах или рамках . . . . .	92 000	

кладке имеется 2 т фасонной керамики, основную часть которой составляют полочки из высокоглиноземистого огнеупора;

6) вес теплоизоляции 16 т;

7) вес нагревательного сплава на печь с учетом материала для изготовления крючков и выводов 800 кг.

## Решение

1. По табл. 10-2 стоимость 1 т металлоконструкций (п. 1,а) принимается равной 2 400 руб.

Стоимость изготовления внешних металлических конструкций 2 400 · 12 = 28 800 руб.

2. По той же таблице (п. 2,б) стоимость 1 т жароупорных конструкций принимается равной 24 500 руб.

Стоимость изготовления внутренних металлоконструкций  $24\ 500 \times 1,0 = 24\ 500$  руб.

3. По п. 3,а табл. 10-2 стоимость 1 т механизмов принимается равной 8 000 руб.

Стоимость механизмов  $8\ 000 \cdot 2,0 = 16\ 000$  руб.

4. По п. 5,б табл. 10-2 стоимость 1 т легковесно-шамотной кладки принимается равной 750 руб.

Стоимость легковесно-шамотной огнеупорной кладки  $750 \cdot 20 = 15\ 000$  руб.

К этой стоимости следует добавить стоимость 2 т фасонной керамики. Принимая ориентировочно цену мелкой фасонной керамики 15 000 руб/т, определяем стоимость керамики:  $15\ 000 \cdot 2,0 = 30\ 000$  руб.

Общая стоимость огнеупорной кладки составляет

$$15\ 000 + 30\ 000 = 45\ 000 \text{ руб.}$$

5. По п. 6,в табл. 10-2 стоимость 1 т теплоизоляции принимается равной 500 руб.

Стоимость теплоизоляции  $500 \cdot 16 = 8\ 000$  руб.

6. По п. 7,д табл. 10-2 стоимость 1 т нагревателей принимается равной 125 000 руб. Стоимость нагревателей

$$125\ 000 \cdot 0,8 = 100\ 000 \text{ руб.}$$

7. Общая ориентировочная стоимость изготовления печи составляет  $28\ 800 + 24\ 500 + 16\ 000 + 45\ 000 + 8\ 000 + 100\ 000 = 222\ 300$  руб.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бабат Г. И., Дершварц Г. В., Свенчанский А. Д. и Смелянский М. Я., Электрические промышленные печи, Госэнергоиздат, 1948.
2. Барбанель Р. И., Электрические печи сопротивления с принудительной конвекцией, Изд. МЭИ, 1951.
3. Бейзельман Р. Д. и Цыпкин Б. В., Подшипники качения, Машгиз, 1954.
4. Беляев В. Н. и др., Детали машин, Машгиз, 1954.
5. Боков К. Н., Ицкович Г. М., Киселев В. А. и Чернавский С. А., Курсовое проектирование деталей машин, Машгиз, 1956.
6. Блюдов В. П. и др., Общая теплотехника, Госэнергоиздат, 1952.
7. Васильев В. З. и др., Справочные таблицы по деталям машин, Машгиз, 1957.
8. Верник А. Б., Мостовые краны большой грузоподъемности, Машгиз, 1957.
9. ВНИИПТМАШ, Расчеты крановых механизмов и деталей подъемно-транспортных машин, Машгиз, 1957.
10. Вочке И., Электрическая плавильная печь, ОНТИ, 1936.
11. Вошинин А. И. и Савин И. Ф., Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах, Машгиз, 1954.
12. Добровольский В. А., Детали машин, Гостехиздат Украины, 1950.
13. Долматовский Г. А., Справочник технолога, Машгиз, 1950.
14. Еднерал Ф. П., Электрометаллургия стали и ферросплавов, Metallurgizdat, 1955.
15. Ерохин А. П. и Самохин И. П., Механизация и автоматизация в термических цехах, Машгиз, 1953.
16. Иванцов Г. П., Нагрев металла, Metallurgizdat, 1948.
17. Ильенко М. С., Гребенюк А. П. и Никольский Д. Н., Расчет и проектирование зубчатых и червячных передач и редукторов, Машгиз, 1954.
18. Кацевич Л. С., Некоторые вопросы конструирования электрических печей сопротивления, Изд. МЭИ, 1951.
19. Кифер Л. Г. и Абрамович И. И., Грузоподъемные машины, Машгиз, 1957.
20. Кудрявцев В. Н., Зубчатые передачи, Машгиз, 1957.
21. Лейкин В. Е. и Сахарук П. А., Электрометаллургия стали и ферросплавов, Metallurgizdat, 1953.

22. Михеев В. А., Гидравлические прессовые установки, Машгиз, 1953.
  23. Михеев М. А. Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.
  24. Мозговой В. С., Электрические печи для выплавки стали и ферросплавов, Металлургиздат, 1936.
  25. Некрасов К. Д., Жароупорный бетон, Промстройиздат, 1957.
  26. Некрасова Н. М., Основы расчета нагревательных элементов электрических высокотемпературных печей сопротивления, Труды Московского ордена Ленина энергетического института, вып. XXII, Госэнергоиздат, 1956.
  27. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность, Госэнергоиздат, 1957.
  28. Окороков Н. В., Электрические плавильные печи черной металлургии, Metallurgizdat, 1950.
  29. Павлов Н. Г., Примеры расчета кранов, Машгиз, 1954.
  30. Поляков В. С., Барбаш И. В., Муфты, Машгиз, 1955.
  31. Сабанеев П. Ф., Автоматическое регулирование водоохлаждения дуговых электропечей, «Сталь», 1955, № 7.
  32. Соколов А. Н., Скоростные плавки стали в дуговых электропечах, Машгиз, 1952.
  33. Справочник машиностроителя, Машгиз, 1956.
  34. Справочник на огнеупорные изделия, материалы и сырье, Metallurgizdat, 1956.
  35. Справочник по котлонадзору, Госэнергоиздат, 1954.
  36. Справочник строителя промышленных печей, Гос. изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1952.
  37. Струнский Б. М., Руководящие указания по эксплуатации руднотермических печей, Metallurgizdat, 1951.
  38. Холодов А. И. и Сучильников С. И., Опыт реконструкции дуговой сталеплавильной печи, «Сталь», 1956, № 2.
  39. Шорин С. Н., Теплопередача, Гос. изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1952.
  40. Ширенко Н. С., Гребеник В. М. и Чернов А. А., Метод определения опрокидывающих моментов миксера и мощности двигателя механизма поворота; Механизация металлургических цехов, Научные труды Днепропетровского металлургического института, вып. XXVI, Metallurgizdat, 1951.
- 
- 
-