

**А. А. Гаузе  
В. Н. Гончаров**

**ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ  
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ  
БУМАЖНОЙ МАССЫ**

**Часть 1**

**Учебное пособие**

**Санкт-Петербург  
2024**

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
**«Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна»  
Высшая школа технологии и энергетики**

**А. А. Гаузе  
В. Н. Гончаров**

**ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ  
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ  
БУМАЖНОЙ МАССЫ**

**Часть 1**

**Учебное пособие**

3-е издание, переработанное

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург  
2024

**УДК 676:621(075)**

**ББК 35.я77**

**Г 240**

*Рецензенты:*

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой АМУТС  
Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета им. С. М. Кирова  
*А. В. Теплов;*

кандидат технических наук, доцент Высшей школы технологии и энергетики  
Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна  
*С. Г. Петров*

**Гаузе, А. А.**

**Г 240** Теория и конструкция оборудования для подготовки бумажной массы.  
В 2 ч.: учебное пособие. — 3-е издание, переработанное / А. А. Гаузе,  
В. Н. Гончаров. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2024. — Ч. 1. — 83 с.  
ISBN 978-5-91646-374-3

Учебное пособие соответствует программам и учебным планам дисциплины «Теория и конструкция оборудования для подготовки бумажной массы» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование». В учебном пособии рассмотрены вопросы расчета основных конструктивных параметров и мощности корообдирочных барабанов, дефибреров. Приводится определение силовых факторов, действующих на элементы конструкции. В отдельных случаях изложены расчеты на прочность и жесткость, даны примеры расчета.

Учебное пособие предназначено для подготовки бакалавров очной формы обучения.

УДК 676:621(075)

ББК 35.я77

ISBN 978-5-91646-374-3

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2024

© Гаузе А. А., Гончаров В. Н., 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1. КОРООБДИРОЧНЫЕ БАРАБАНЫ.....	4
1.1. Строение древесной коры .....	4
1.2. Требования к качеству окорки.....	5
1.3. Движение балансов в барабане.....	7
1.3.1. Движение балансов в поперечном сечении корообдирочного барабана. ....	7
1.3.2. Движение балансов в продольном направлении корообдирочного барабана. Транспортная производительность барабана .....	9
1.4. Механизм процесса окорки древесины в корообдирочном барабане. Технологическая производительность барабана .....	11
1.5. Определение мощности привода корообдирочного барабана .....	13
1.6. Основные расчетные формулы, графики и таблицы.....	15
1.7. Порядок расчета основных параметров корообдирочного барабана .....	32
1.8. Пример расчета основных параметров корообдирочного барабана .....	35
1.8.1. Исходные данные для расчета.....	35
1.8.2. Расчет основных параметров барабана .....	35
1.9. Основные типы корообдирочных барабанов.....	38
2. ДЕФИБРЕРЫ .....	42
2.1. Виды древесной массы.....	42
2.2. Строение древесины .....	43
2.3. Требования, предъявляемые к качеству балансов. Учет древесины.....	44
2.4. Современные представления о процессе дефибрирования.....	46
2.5. Геометрия поверхности дефибрерного камня. ....	48
2.5.1. Насечка поверхности камня .....	48
2.5.2. Количество абразивных зерен на поверхности камня.....	50
2.5.3. Проекция поверхности контакта абразивных зерен с древесиной ..	52
2.6. Проектирование и расчет дефибреров.....	55
2.6.1. Усилия в шахте дефибрера .....	55
2.6.2. Напряжения в зоне дефибрирования .....	59
2.6.3. Определение мощности привода дефибрерного камня.....	62
2.6.4. Определение производительности дефибрера .....	63
2.7. Особенности расчета элементов конструкции дефибреров.....	64
2.7.1. Определение осевого усилия на валу дефибрера.....	64
2.7.2. Расчет вала дефибрера на прочность.....	66
2.7.3. Проверка камня на проворачивание и проседание относительно шайб .....	69
2.7.4. Расчет шайб на прочность .....	70
2.8. Порядок расчета основных параметров дефибрера .....	71
2.9. Пример расчета дефибрера.....	73
2.10. Основные типы дефибреров.....	77
2.10.1. Цепные дефибреры .....	77
2.10.2. Двухпрессовые дефибреры .....	79
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	83

# 1. КОРООБДИРОЧНЫЕ БАРАБАНЫ

## 1.1. Строение древесной коры

Необходимость снятия коры с древесины в целлюлозно-бумажном производстве объясняется строением и химическим составом древесной коры.

Кора взрослого дерева (рис. 1.1) содержит корку и лубяной слой, прилегающий к камбию древесины.

Корка состоит из мертвой пробковой ткани и отмерших клеток паренхимы, потерявших волокнистую структуру и механическую прочность. Корка

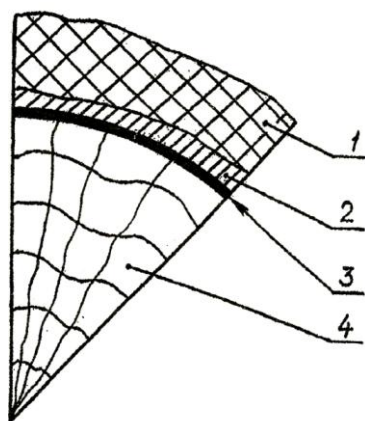


Рис. 1.1. Составные части древесного ствола:  
1 – корка; 2 – луб;  
3 – камбий; 4 – древесина

служит для защиты луба и ствола древесины от механических повреждений и температурных воздействий. Лубяной слой состоит в основном из сетевидных клеток с тонкими целлюлозными стенками и клеток лубяной паренхимы. Основным назначением лубяного слоя является подача питательных веществ от кроны к корням дерева. В вегетационный период клетки луба и особенно камбия сильно набухают, прочность их уменьшается и кора легче отделяется от древесины.

Содержание коры на древесине составляет от 6 до 30 % по объему, при этом часть коры имеет неволокнистое строение, что снижает механические свойства готового продукта при использовании неокоренной древесины.

Кора, в особенности корка, содержит большое количество экстрактивных красящих веществ, что служит причиной загрязнения целлюлозы и древесной массы. Во время варки кора поглощает в два раза больше активной щелочи, чем древесина, вызывая нерациональный расход химикатов. Повышается сорность готового продукта, возникает окрашивание, которое очень плохо поддается отбелке. Кора может служить источником загрязнений минерального происхождения. В результате затрудняется работа очистного оборудования, происходит повышенный износ оборудования и трубопроводов.

Требования к качеству окорки древесины определяются видом вырабатываемой продукции, техническим оснащением предприятия и применяемым способом варки. Различают два вида окорки: грубую и чистую. При грубой снимается корка и частично луб, при чистой снимается корка и луб. Чистой окорке подвергаются балансы, предназначенные для выработки вы-

сококачественной растворимой целлюлозы, целлюлозы для электроизоляционных бумаг. Газетная бумага допускает содержание луба до 10-15 % от первоначального объема. При выработке крафт-целлюлозы для мешочной бумаги, полуцеллюлозы, бурой древесной массы могут использоваться балансы с полностью оставленным лубом.

## 1.2. Требования к качеству окорки

Качество окорки древесины характеризуется степенью окорки,  $M$ , %, определяемой по формуле:

$$M = \frac{100(k_H - k_K)}{k_H}, \%, \quad (1.1)$$

где  $k_H$  – содержание коры на древесине, %;

$k_K$  – содержание коры в объеме щепы, %.

Содержание коры на древесине зависит от породы, возраста, условий произрастания дерева и условий поставки. Средние данные по содержанию коры приведены в табл. 1.1 и 1.2.

Таблица 1.1 – Количество коры на балансах при различных способах поставки, % от объема ствола без коры

Порода древесины	В свежесрубленном состоянии	При поставке сухопутным транспортом и в судах	При поставке молевым и плотовым сплавом
Сосна, ель, береза, осина, кедр, пихта	13,0	10,0	9,0
Лиственница	28,0	22,0	20,0

Необходимая степень окорки может быть определена по формуле (1.1) с использованием данных табл. 1.1, 1.2 и 1.3 или с учетом содержания коры на свежесрубленной древесине (табл. 3.41 и 3.44) [1].

Степень окорки зависит от назначения древесины и определяется показателями засоренности щепы корой, приведенными в табл. 1.3.

Существенное влияние на процесс окорки оказывает предел прочности коры на скалывание с древесины. Предел прочности на скалывание зависит от многих факторов, важнейшими из которых являются: порода древесины, температура, в летнее время влажность древесины.

Таблица 1.2 – Количество коры на балансах 1-4-го сорта при различных способах поставки, % от объема ствола без коры

Порода древесины	Балансы 1-3-го сортов при поставке		Балансы 4-го сорта при поставке	
	сухопутным транспортом и в судах	молевым и плотовым сплавом	сухопутным транспортом и в судах	молевым и плотовым сплавом
Ель	10,0	8,5	11,0	9,5
Сосна	9,5	8,0	10,0	9,0
Лиственница	21,0	18,5	23,0	20,0
Кедр	13,0	11,0	14,0	12,0
Пихта	12,0	10,0	13,0	11,0
Береза	12,5	11,0	14,0	12,0
Осина	10,0	8,5	11,0	9,5

Таблица 1.3 – Зависимость степени окорки древесины от ее назначения

Назначение щепы	Массовая доля коры в щепе, % не более
Сульфитная целлюлоза и древесная масса для бумаги с регламентируемой сорностью	1,0
Сульфитная целлюлоза и древесная масса для бумаги и картона с нерегламентируемой сорностью, сульфатная и бисульфитная целлюлоза для бумаги и картона с регламентируемой сорностью	1,5
Сульфатная целлюлоза и различные виды полуцеллюлозы для бумаги и картона с нерегламентируемой сорностью	3,0
Древесно-волокнистые и древесно-стружечные плиты	15,0

С понижением температуры силы сцепления коры с древесиной возрастают в 3-5 раз. В летнее время существенное влияние на прочность сцепления коры с древесиной оказывает влажность древесины. Прочность сцепления коры с древесиной зависит от времени года. Сопротивление окорке резко снижается в период вегетации, а затем снова возрастает.

### 1.3. Движение балансов в барабане

Окорка древесины в корообдирочных барабанах осуществляется за счет взаимодействия балансов при их движении внутри барабана. Поэтому изучение кинематики, движущейся массы балансов необходимо для выбора оптимального режима окорки. Движение балансов в барабане складывается из движения в поперечном и продольном направлениях. Рассмотрим отдельно оба этих движения.

#### 1.3.1. Движение балансов в поперечном сечении корообдирочного барабана

В поперечном сечении барабана масса балансов образует сегмент заполнения. Пусть в неподвижном барабане сегмент заполнения  $AmB$  находится в горизонтальном положении (рис. 1.2). При повороте барабана на некоторый угол  $\alpha$ , тангенс которого равен коэффициенту трения покоя между балансами (положение сегмента заполнения  $A_1B_1$ ), начнется обрушение массы балансов в клине  $B_1A_1C$  по линии обрушения  $A_1C$ . Эта линия наклонена к

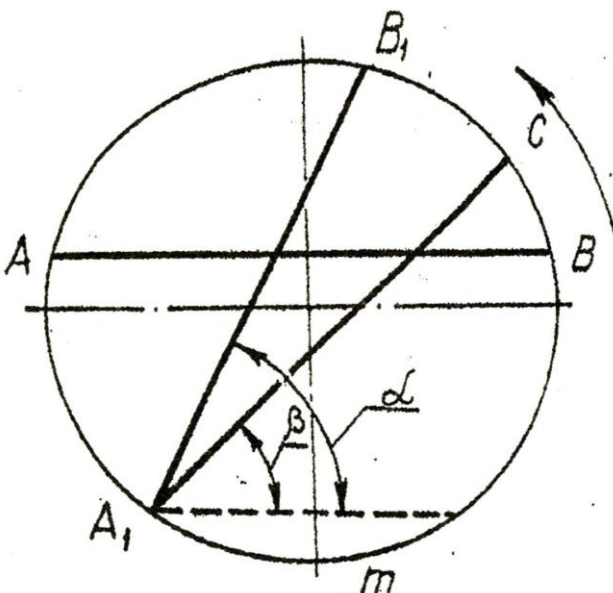


Рис. 1.2. Положение сегмента заполнения ( $AmB$  – до начала движения;  $A_1mB_1$  – при установившемся движении)

горизонту под углом обрушения  $\beta$ , который определяется состоянием поверхности балансов и соотношением между их длиной и диаметром барабана. В состоянии обрушения сегмент заполнения барабана можно разделить на две зоны – зону подъема балансов и зону подъема обрушения, границей которых является линия обрушения

Анализ кинематики движения балансов в поперечном сечении барабана позволяет вывести уравнения траектории движения балансов в зоне обрушения и зоне подъема.



Полный цикл движения баланса в поперечном сечении  $t_{ц}$  состоит из времени подъема по круговым траекториям в зоне подъема  $t_n$  и времени обрушения в зоне обрушения  $t_o$ .

$$t_{ц} = t_n + t_o. \quad (1.2)$$

Вышерассмотренный механизм движения балансов в барабане нару-

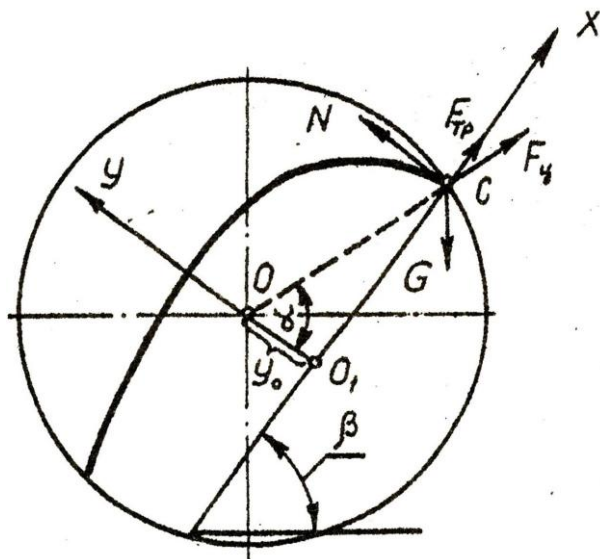


Рис. 1.3. Схема к определению допустимой скорости вращения барабана

шается при угловых скоростях больше допустимой из-за действия центробежной силы. При этих скоростях происходит отрыв балансов от сегмента заполнения, что приводит к нарушению активного взаимодействия балансов, а, следовательно, и процесса окорки. Под допустимой скоростью вращения барабана понимается скорость, при которой в поперечном сечении сохраняются зона подъема и зона обрушения.

Допустимая скорость вращения барабана определяется из условия равновесия сил, действующих на баланс наружного слоя в точке его перехода из зоны подъема в зону обрушения. Рассмотрим силы, действующие на центр тяжести баланса (точка С, рис. 1.3). На баланс действуют:  $G$  – сила тяжести баланса,  $F_{тр}$  – сила трения,  $F_{ц}$  – центробежная сила и реакция  $N$ . Проектируя указанные силы на оси координат после преобразования уравнений равновесия, получим выражение для определения допустимой скорости вращения барабана.

$$\omega_{доп} = \sqrt{\frac{g(\sin \beta - \operatorname{tg} \delta \cos \beta)}{y_0 \operatorname{tg} \delta + \sqrt{R^2 - y_0^2}}}, \quad (1.3)$$

где  $\delta$  – угол естественного откоса;

$R$  – радиус барабана;

$y_0$  – начало координат системы координат  $x_0 y_0$ , ось  $x$  которой совпадает с линией обрушения  $A_1 C$ .

$$\operatorname{tg} \delta = f, \quad (1.4)$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения между балансами.

При увеличении скорости вращения барабана теоретически возможна скорость, при которой под воздействием центробежной силы прекращается отрыв балансов от внутренней поверхности барабана, т. е.

$$\angle\beta = \frac{\pi}{2} .$$

Такая скорость называется критической.

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R}} . \quad (1.5)$$

Рабочая скорость корообдирочных барабанов  $\omega = (0,2 \div 0,3) \omega_{кр}$ .

### 1.3.2. Движение балансов в продольном направлении корообдирочного барабана. Транспортная производительность барабана

В барабанах непрерывного действия происходит перемещение балансов от входного отверстия к выходному. Движение балансов вдоль продольной оси обеспечивается разностью уровней заполнения на входе и выходе барабана, что создает наклон плоскости обрушения к продольной оси барабана под углом  $\gamma$  (рис. 1.4).

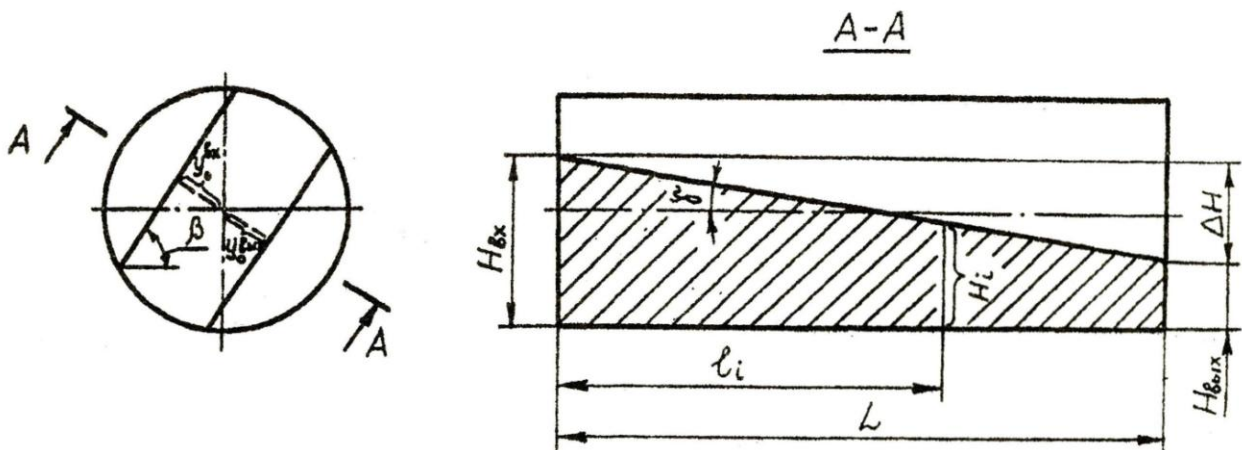


Рис. 1.4. Расположение плоскости обрушения в барабане непрерывного действия

В барабане непрерывного действия степень заполнения и угол обрушения изменяются по его длине. Поэтому рассматривая продольное движение балансов на малом участке длины барабана  $dl$ , можно считать, что степень заполнения поперечного сечения и угол обрушения величины постоянны.

Анализ кинематики движения балансов в продольном направлении барабана позволяет получить общую формулу для определения времени транспортировки балансов через барабан:

$$t_{mp} = \int_0^L \frac{t_y \operatorname{tg} \beta}{S \sin \gamma} dl, \quad (1.6)$$

где  $S$  – длина проекции траектории обрушения баланса на плоскость обрушения в поперечном сечении барабана.

Одним из основных показателей, определяющих работу корообдирочного барабана, является транспортная производительность. Она определяется объемом древесного сырья, который может быть пропущен через барабан в единицу времени.

$$Q_{mp} = \frac{V}{t_{mp}}, \quad (1.7)$$

где  $V$  – объем древесины, находящейся в барабане.

Для определения величины  $V$  рассмотрим небольшой участок длины барабана  $dl$ . Объем древесины находящейся на этом участке равен

$$dV \pi = R^2 k_{\partial} \varphi_{\partial} dl, \quad (1.8)$$

где  $k_{\partial}$  – коэффициент полндревесности в динамическом состоянии;

$\varphi_{\partial}$  – степень заполнения барабана в динамическом состоянии.

После интегрирования выражения (1.7) получим

$$V = \pi R^2 \int_0^L k_{\partial} \varphi_{\partial} dl. \quad (1.9)$$

Подставляя выражения (1.9) и (1.6) в (1.7), получим общую формулу для определения транспортной производительности корообдирочного барабана.

$$Q_{mp} = \frac{\pi R^2 \sin \operatorname{arctg} \frac{\Delta H}{L} \int_0^L k_{\partial} \varphi_{\partial} dl}{\int_0^L \frac{t_y}{S} \operatorname{tg} \beta dl} . \quad (1.10)$$

Величины, входящие в последнее выражение, определяются на основании теоретического и экспериментального анализа движения балансов в поперечном сечении барабана.

#### **1.4. Механизм процесса окорки древесины в корообдирочном барабане. Технологическая производительность барабана**

Окорка древесины в корообдирочном барабане происходит за счет деформаций, возникающих в коре, в результате взаимодействия балансов при их движении относительно друг друга.

Теоретический и экспериментальный анализы движения древесины в барабане показывают, что смещение слоев балансов, необходимое для их окорки, происходит в зоне обрушения сегмента заполнения, при этом балансы, находящиеся в наружных слоях, перемещаются с большими скоростями, чем во внутренних. В зоне подъема балансы вращаются как одно целое с барабаном, что исключает их взаимное перемещение относительно друг друга. В этой зоне кора балансов подвергается преимущественно деформациям сжатия от веса вышележащих слоев, что способствует некоторому ослаблению адгезии коры к древесине. Однако эти деформации намного меньше деформаций, возникающих в зоне обрушения.

Эффективность процесса окорки может быть охарактеризована работой по деформации коры, совершаемой силами взаимодействия балансов при их обрушении. То есть для обеспечения заданной степени окорки  $M$  единичной поверхности баланса должна быть совершена определенная работа  $A_m$  по ее деформации (удельная работа деформации).

Технологическая производительность корообдирочного барабана определяется объемом древесного сырья, окоряемого до требуемой степени окорка в единицу времени.

$$Q_M = \frac{V}{t_M} , \quad (1.11)$$

где  $V$  – объем одновременно окоряемой древесины;

$t_M$  – время обработки древесины в барабане, необходимое для достижения требуемой степени окорки  $M$ .

Для определения  $t_M$  мысленно разделим барабан по его длине на  $n$  участков так, чтобы время нахождения балансов на каждом участке  $\Delta t$  было одинаковым, а степень заполнения в пределах каждого участка можно было

бы считать постоянной. В этом случае удельную работу деформации можно представить в виде:

$$A_M = \sum_{i=1}^n A_{o,i} P_i, \quad (1.12)$$

где  $A_{o,i}$  – работа по деформации единичной поверхности баланса среднего слоя за одно обрушение на  $i$ -м участке барабана.

$P_i$  – число циклов подъем-обрушение на  $i$ -м участке барабана.

$$P_i = \frac{\Delta t_i}{t_{y,i}} = \frac{\Delta t}{t_{y,i}}. \quad (1.13)$$

Подставляя значение  $P_i$  в выражение (1.12), после преобразований получим:

$$A_M = \Delta t n \frac{\sum \frac{A_{o,i}}{t_{y,i}}}{n} \quad \text{или}$$

$$A_M = t_M (A_o t_y^{-1})_{cp}, \quad (1.14)$$

отсюда

$$t_M = \frac{A_M}{(A_o t_y^{-1})_{cp}}, \quad (1.15)$$

при  $n \rightarrow \infty$

$$(A_o t_y^{-1})_{cp} = L^{-1} \int_0^L (A_o t_y^{-1}) dl,$$

где  $L$  – длина барабана.

Подставляя выражения (1.9), (1.15) в (1.11), получим общую формулу для определения технологической производительности корообдирочного барабана:

$$Q_M = \frac{\pi R^2}{A_M L} \int_0^L k_\partial \varphi_\partial dl \int_0^L A_o t_y^{-1} dl. \quad (1.16)$$

## 1.5. Определение мощности привода корообдирочного барабана

Мощность, необходимая для привода барабана, необходима для обеспечения процесса обрушения балансов и преодоление потерь на трение в опорах и приводе

$$P = \frac{1}{\eta} (P_{пол} + P_{тр}), \quad (1.17)$$

где  $P_{пол}$  – мощность для обеспечения процесса обрушения балансов (полезная мощность);

$P_{тр}$  – мощность для преодоления потерь на трение в опорах;

$\eta$  – КПД привода.

Полезная мощность барабана в общем виде определяется по следующей формуле:

$$P_{пол} = \frac{Tn}{975g}, \quad (1.18)$$

где  $T$  – момент, создаваемый равнодействующей силы тяжести сегмента заполнения барабана, относительно его оси, Нм;

$n$  – частота вращения барабана, мин<sup>-1</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Для определения величины  $T$  рассмотрим участок барабана длиной  $dl$ , на котором можно считать, что степень заполнения постоянна. Момент, приложенный к этому участку, равен  $dT$ . Поперечное сечение данного участка показано на рис. 1.5.

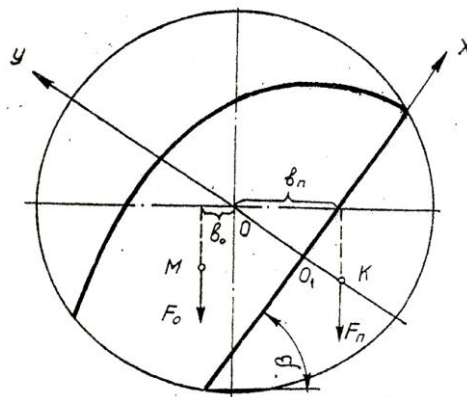


Рис. 1.5. Поперечное сечение участка барабана

Так как сегмент заполнения состоит из зон подъема и обрушения, характер движения в которых существенно отличается, то

$$dT = dT_n + dT_o, \quad (1.19)$$

где  $dT_n$ ,  $dT_o$  – моменты, создаваемые равнодействующими силами тяжести древесины, находящейся соответственно в зонах подъема и обрушения, относительно оси барабана.

Как видно из рис. 1.5:

$$dT_o = -F_o \epsilon_o = -\gamma g k_o S_o \epsilon_o dl, \quad (1.20)$$

$$dT_n = F_n \epsilon_n = \gamma g k_n S_n \epsilon_n dl, \quad (1.21)$$

где  $\gamma$  – плотность древесины;

$k_o, k_n$  – коэффициенты полндревесности соответственно зон обрушения и подъема;

$S_o, S_n$  – площади соответственно зон обрушения и подъема;

$\epsilon_o, \epsilon_n$  – плечо сил  $F_o$  и  $F_n$  относительно центра вращения барабана.

Подставляя выражения (1.20) и (1.21) в (1.19) и интегрируя в пределах от  $[0; L]$ , получим:

$$T = \gamma g \int_0^L (k_n S_n \epsilon_n - k_o S_o \epsilon_o) dl, \quad (1.22)$$

$$T = \gamma \frac{L}{\Delta H} g \int_{y_0^{6x}}^{y_0^{6yx}} (k_n S_n \epsilon_n - k_o S_o \epsilon_o) dy_0. \quad (1.23)$$

Для определения  $P_{mp}$  барабанов с опорными роликами и бандажами используется формула:

$$P_{mp} = \frac{n \nu \Sigma G}{975 D_p \cos \delta} \left[ (D_{\bar{o}} + D_p) \mu + f D_{\bar{o}} \frac{d_y}{2} \right], \quad (1.24)$$

где  $n$  – частота вращения барабана, мин<sup>-1</sup>;

$\nu$  – коэффициент, учитывающий точность сборки и монтажа барабана,  $\nu = 1,05$ ;

$\Sigma G$  – общая масса корпуса барабана и древесины, кг;

$D_{\bar{o}}, D_p, d_y$  – диаметры, соответственно бандажа (барабана), опорного ролика и цапфы оси опорного ролика, м;

$\mu$  – коэффициент трения качения бандажа по роликам,  $\mu = 0,0015$  м;

$\delta$  – угол установки опорных роликов,  $\delta \approx 35^\circ$ ;

$f$  – коэффициент трения в подшипниках опорных роликов,  $f = 0,0125$ .

## 1.6. Основные расчетные формулы, графики и таблицы

Технологическая и транспортная производительности корообдирочно-го барабана могут быть представлены в виде:

$$Q_m = \frac{900\pi R^2 L \gamma_\partial d_\partial}{A_m} (k_\partial \varphi_\partial)_{cp} (At_u^{-1})_{cp}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.25)$$

$$(k_\partial \varphi_\partial)_{cp} = \frac{1}{\Delta H} \int_{y_0^{ex}}^{y_0^{bix}} k_\partial \varphi_\partial dy_0 ;$$

$$(At_u^{-1})_{cp} = \frac{1}{\Delta H} \int_{y_0^{ex}}^{y_0^{bix}} At_u^{-1} dy_0, \text{ м}^2/\text{с}^3 ,$$

где  $R, L$  – радиус и длина барабана, м;

$\gamma_\partial$  – плотность окоряемой древесины, кг/м<sup>3</sup>;

$d_\partial$  – средний диаметр окоряемой древесины, м;

$A_m$  – удельная работа деформации, Дж/м<sup>2</sup>;

$k_\partial, \varphi_\partial$  – коэффициент полнодревесности и степень заполнения барабана;

$A$  – работа по деформации коры баланса среднего слоя, совершаемая силами его взаимодействия, возникающими во время одного обрушения, отнесенная к массе этого баланса, м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>;

$$A = \frac{4A_o}{\gamma_\partial d_\partial} ;$$

$t_u$  – время цикла подъем-обрушение баланса среднего слоя, с;

$\Delta H$  – разность в уровнях загрузки на входе и выходе барабана, м.

$$Q_{mp} = \frac{3600\pi R^2 (k_\partial \varphi_\partial)_{cp} \sin \arctg \frac{\Delta H}{L}}{(t_u S^{-1})_{cp} \text{tg} \beta}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.26)$$

$$(t_u S^{-1})_{cp} = \frac{1}{\Delta H} \int_{y_0^{ex}}^{y_0^{bix}} t_u S^{-1} dy_0, \text{ с/м},$$



где  $S$  – длина проекции траектории обрушения баланса среднего слоя на плоскость обрушения, м;

$\beta$  – угол обрушения (для балансов у которых отношение их средней

длины к диаметру барабана  $\frac{l_{cp}}{2R} = 0,4 \div 0,5, \beta \approx 50^\circ$ ).

Полезная мощность, потребляемая приводом барабана, определяется по формуле (1.18). При этом значение  $T$ , входящее в формулу, может быть представлено в виде:

$$T = \gamma_{\delta} g L \left[ k_n (S_n \vartheta_n)_{cp} - k_o (S_o \vartheta_o)_{cp} \right], \text{ Нм}, \quad (1.27)$$

$$(S_n \vartheta_n)_{cp} = \frac{1}{\Delta H} \int_{y_0^{6x}}^{y_0^{6bx}} S_n \vartheta_n dy_0, \text{ м}^3,$$

$$(S_o \vartheta_o)_{cp} = \frac{1}{\Delta H} \int_{y_0^{6x}}^{y_0^{6bx}} S_o \vartheta_o dy_0, \text{ м}^3,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$k_n, k_o$  – коэффициенты полнодревесности соответственно в зонах подъема и обрушения сегмента заполнения поперечного сечения барабана

(для  $\frac{l_{cp}}{2R} = 0,4 \div 0,5, k_n = 0,474, k_o = 0,342$ );

$S_n, S_o$  – площади соответственно зон подъема и обрушения, м<sup>2</sup>;

$\vartheta_n, \vartheta_o$  – плечо равнодействующей силы тяжести древесины, находящейся соответственно в зонах подъема и обрушения, м;

Для эффективной работы корообдирочного барабана его транспортная производительность должна соответствовать технологической. Приравнивая формулы (1.25) и (1.26), получаем выражение для определения разности в уровнях загрузки на входе и выходе барабана:

$$\Delta H = L \operatorname{tg} \arcsin \frac{\gamma_{\delta} d_o L (A_u^1 t) (t S_u^{-1})_{cp} \operatorname{tg} \beta}{4A_m}, \text{ м}. \quad (1.28)$$

На современных целлюлозно-бумажных предприятиях, перерабатывающих большое количество древесного сырья, обычно устанавливают несколько корообдирочных барабанов. Обозначим их суммарную длину через  $\Sigma L$ . Эта величина вычисляется из формулы (1.25):

$$\Sigma L = \frac{QA_m}{900\gamma_d d_d \pi R^2 (k_d \varphi_d)_{cp} (At_u^{-1})_{cp}}, \text{ м}, \quad (1.29)$$

где  $Q$  – часовая потребность предприятия в древесном сырье, м<sup>3</sup>/ч.

Для упрощения вычислений,  $(k_d, \varphi_d)_{cp}$ ,  $(At_u^{-1})_{cp}$ ,  $(t_u S^{-1})_{cp}$ ,  $(S_n \vartheta_n)_{cp}$  и  $(S_o \vartheta_o)_{cp}$  могут определяться как средние арифметические значения этих величин в расчетных сечениях корообдирочного барабана. Эти сечения выбираются равномерно по всей длине барабана, например, по торцам и в середине каждой секции барабана (рис. 1.6).

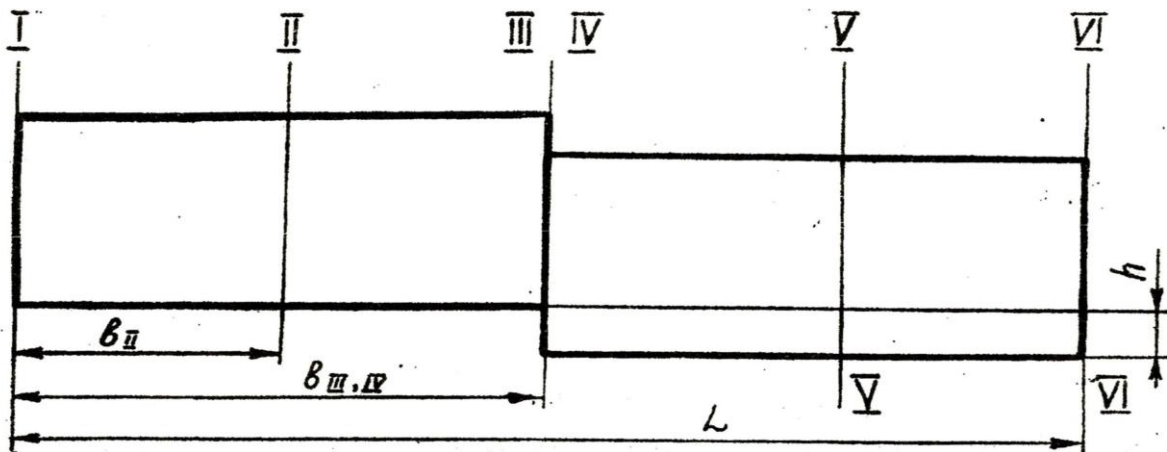


Рис. 1.6. Расположение расчетных сечений корообдирочного барабана

Параметр  $y_o$  в этих сечениях барабана определяется из следующих соотношений:

для соосного барабана

$$y_{o,II} = y_{o,I} + \frac{\Delta H}{L} \vartheta_{II}$$

$$y_{o,III,IV} = y_{o,I} + \frac{\Delta H}{L} \vartheta_{III,IV}$$

$$\dots\dots\dots$$

$$y_{o,VI} = y_{o,I} + \Delta H,$$
(1.30)

где  $\vartheta_i$  – расстояние от загрузочного торца барабана до  $i$ -того характеристического сечения, м.

для каскадного барабана:

$$\begin{aligned}
 y_{o,II} &= y_{o,I} + \frac{\Delta H}{L} \vartheta_{II} \\
 y_{o,III} &= y_{o,I} + \frac{\Delta H}{L} \vartheta_{III} \\
 y_{o,IV} &= y_{o,I} + \frac{\Delta H}{L} \vartheta_{IV} - h \cos \beta \\
 y_{o,V} &= y_{o,I} + \frac{\Delta H}{L} \vartheta_V - h \cos \beta \\
 y_{o,VI} &= y_{o,I} + \frac{\Delta H}{L} \vartheta_{VI} - h \cos \beta ,
 \end{aligned} \tag{1.31}$$

где  $h$  – величина каскада, м.

Величина  $y_{o,I}$  определяется степенью заполнения  $\varphi_\partial$  на входе барабана. Зависимости  $y_o = f(\varphi_\partial)$  для барабанов диаметром 3,85 и 5 м приведены на рис. 1.7.

На рис. 1.8 – 1.17 приведены зависимости  $k_\partial \varphi_\partial = f(y_o)$ ;  $t_y S^{-1} = f(y_o)$ ;  $At_y^{-1} = f(y_o)$ ;  $S_n \vartheta_n = f(y_o)$ ;  $S_o \vartheta_o = f(y_o)$  для барабанов диаметром 3,85 и 5 м.

Зависимости  $t_y S^{-1} = f(y_o)$  и  $At_y^{-1} = f(y_o)$  соответствуют скорости вращения барабана  $\omega = 0,28 \omega_{кр}$  (под критической скоростью вращения барабана  $\omega_{кр}$  понимается минимальная скорость, при которой прекращается обрушение балансов  $\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R}}$  с<sup>-1</sup>).

При скоростях  $\omega = (0,2-0,3) \omega_{кр}$  работает большинство отечественных и зарубежных корообдирочных барабанов.

Значения величин  $t_y S^{-1}$  и  $At_y^{-1}$  при других скоростях вращения, не превышающих допустимую скорость, получают из выражений:

$$\left( t_y S^{-1} \right)_\omega = \frac{0,28 \omega_{кр}}{\omega} \left( t_y S^{-1} \right)_{0,28 \omega_{кр}} ; \tag{1.32}$$

$$\left( At_u^{-1} \right)_\omega = \frac{\omega}{0,28\omega_{кр}} \left[ \left( At_u^{-1} \right)_{0,28\omega_{кр}} + \left( 1 - \frac{\omega}{0,28\omega_{кр}} \right) \left( A_{y\partial} t_u^{-1} \right)_{0,28\omega_{кр}} \right], \quad (1.33)$$

где  $A_{y\partial}$  – работа деформации, совершаемая балансом среднего слоя при его ударе о внутреннюю поверхность барабана в конце обрушения, отнесенная к его массе.

В выражениях (1.32) и (1.33)  $\omega$  подставляется в долях от критической скорости. Зависимости  $A_{y\partial} t_u^{-1} = f(y_\partial)$  для барабанов диаметром 3,85 и 5 м при  $\omega = 0,28 \omega_{кр}$  приведены на рис. 1.18 и 1.19.

Численные значения плотности и удельной работы деформации  $A_m$  древесины приведены в табл. 1.4 и 1.5.

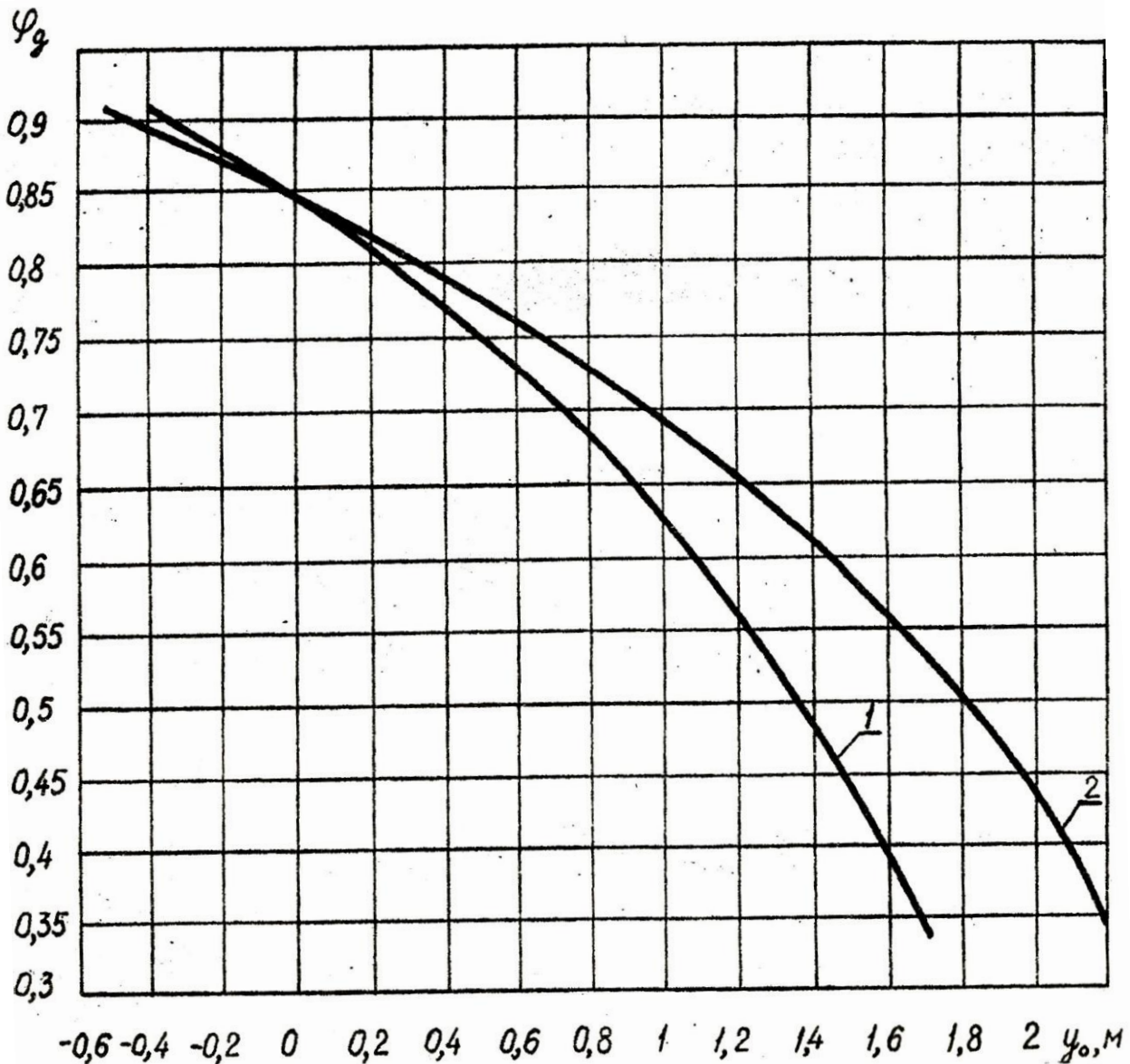


Рис. 1.7. Зависимость  $\varphi_\partial = f(y_\partial)$ ; 1-2R = 3,85 м; 2-2R = 5

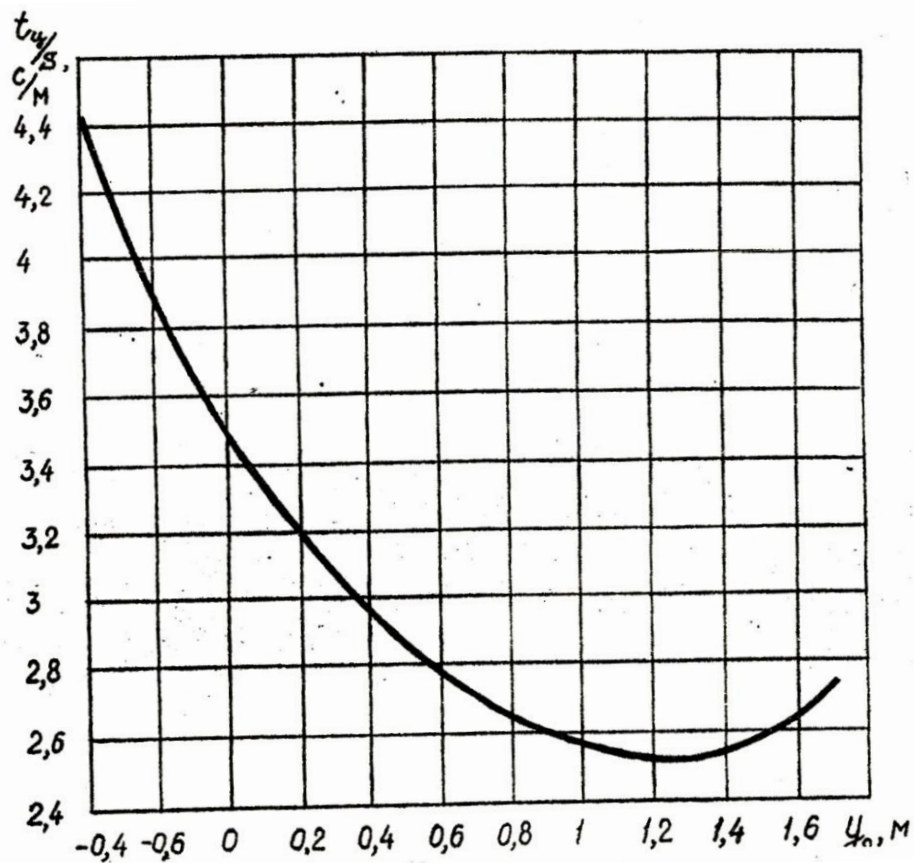


Рис. 1.8. Зависимость  $t_{y_0} S^{-1} = f(y_0)$  для барабана диаметром 3,85 м при  $\omega = 0,28$  об/кр

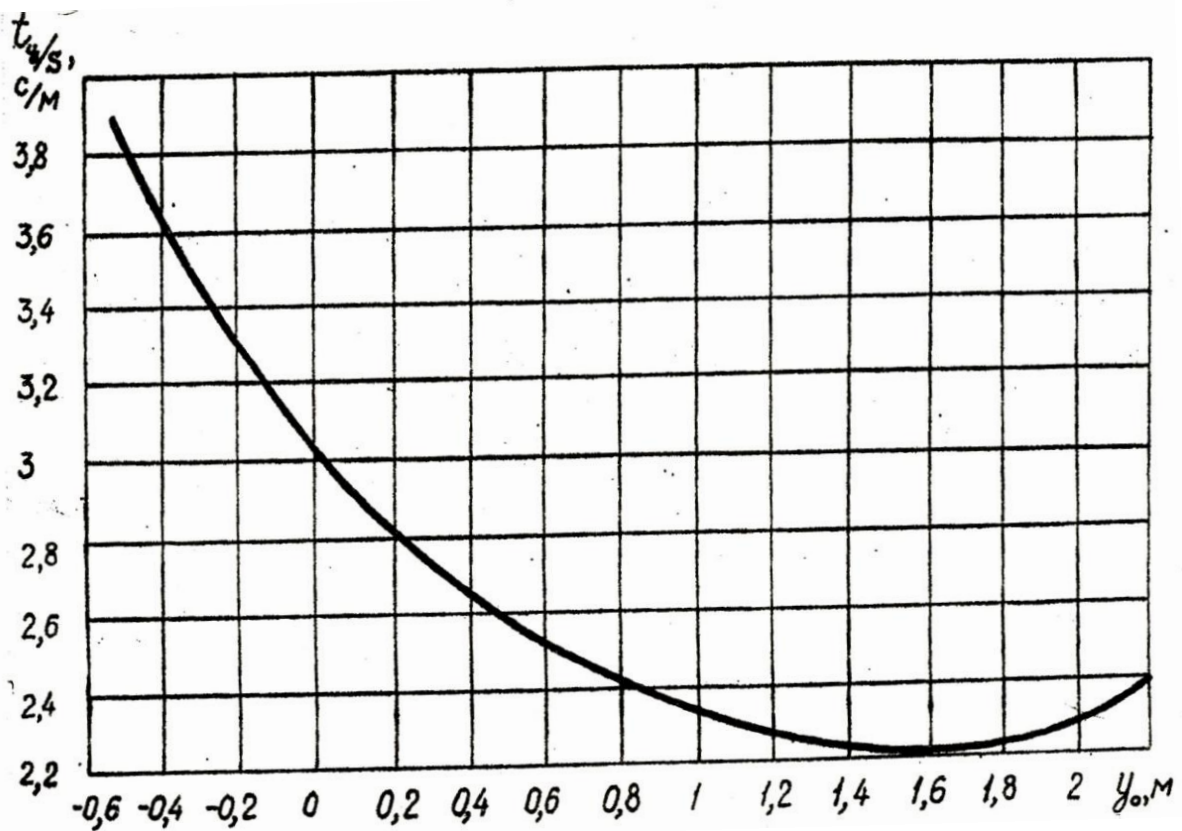


Рис. 1.9. Зависимость  $t_{y_0} S^{-1} = f(y_0)$  для барабана диаметром 5 м при  $\omega = 0,28$  об/кр

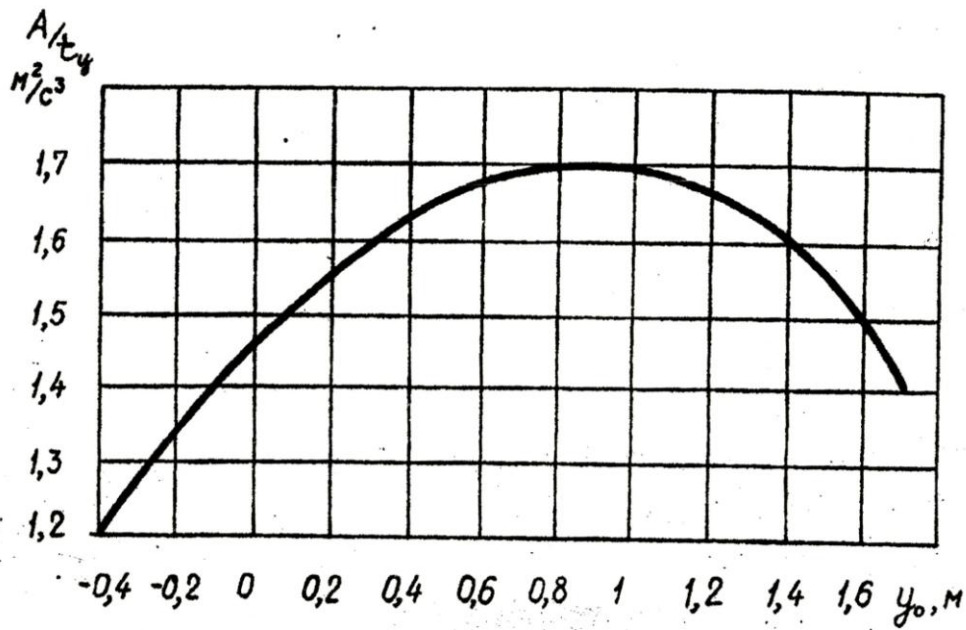


Рис. 1.10. Зависимость  $At_y^{-1} = f(y_0)$  для барабана диаметром 3,85 м при  $\omega = 0,28$  об/кр

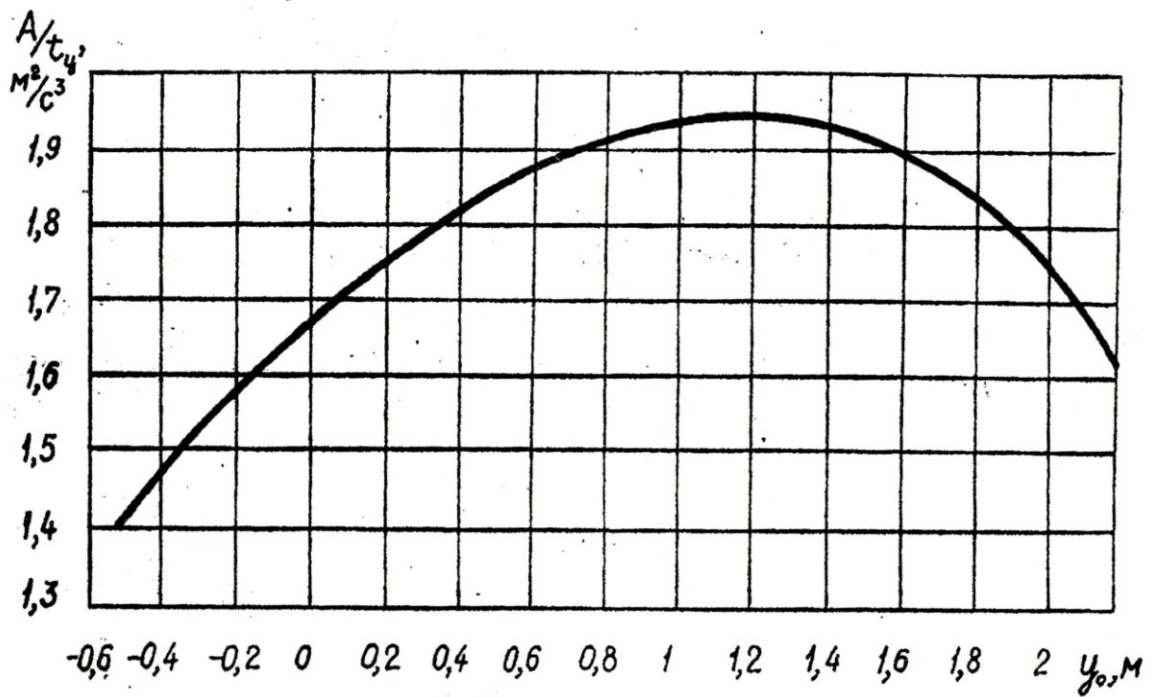


Рис. 1.11. Зависимость  $At_y^{-1} = f(y_0)$  для барабана диаметром 5 м при  $\omega = 0,28$  об/кр

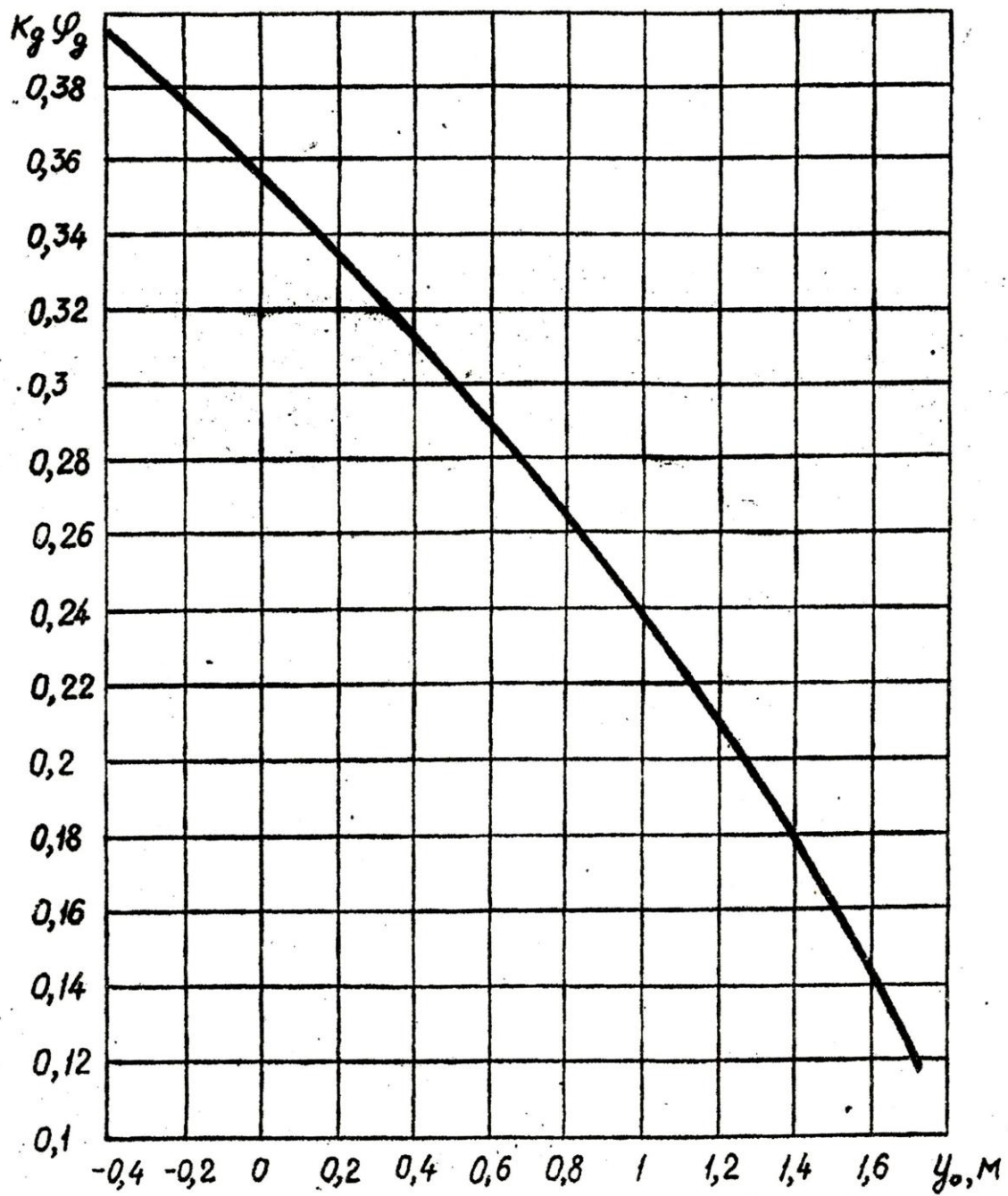


Рис. 1.12. Зависимость  $k_{\phi} = f(y_0)$  для барабана диаметром 3,85 м

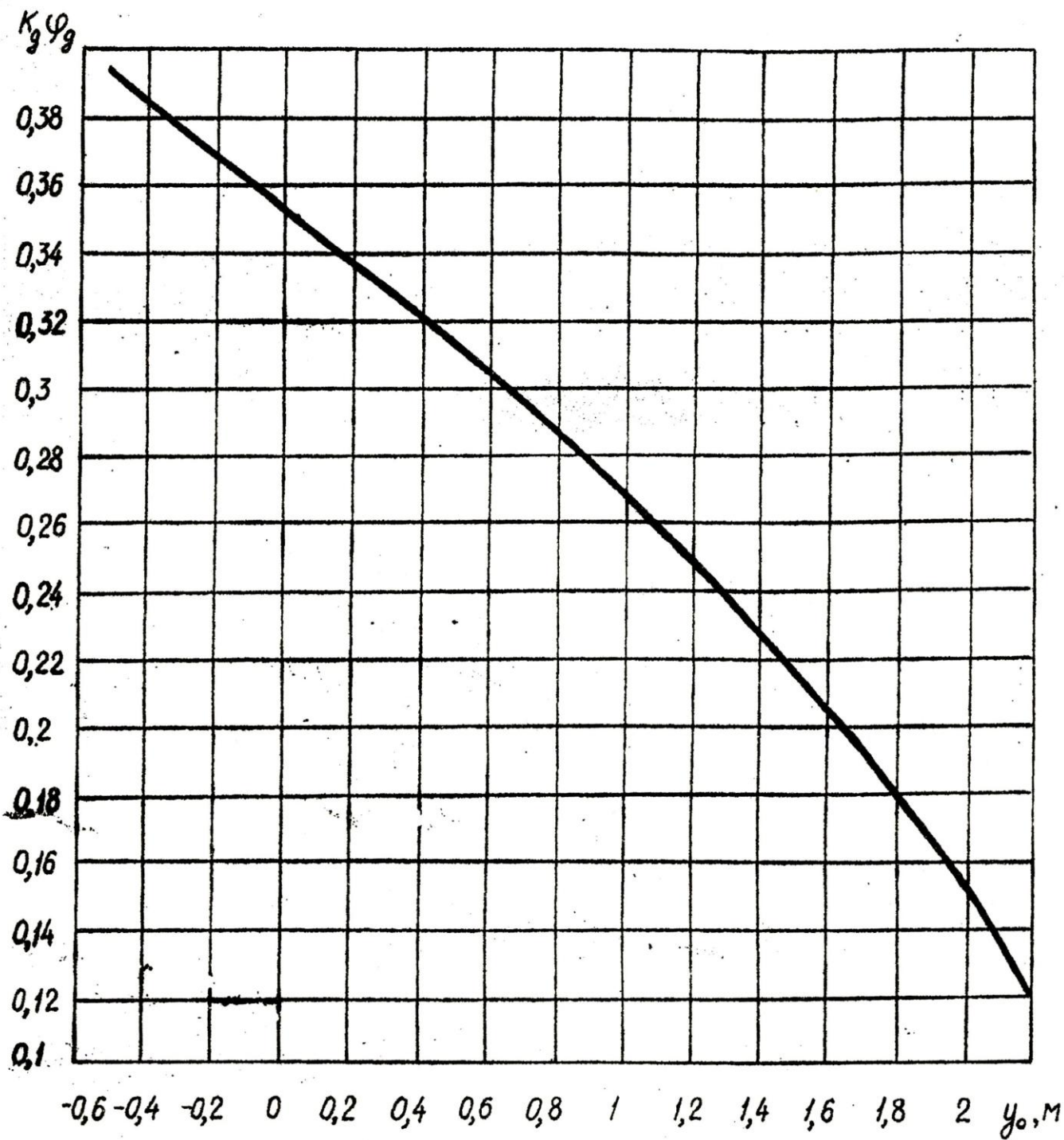


Рис. 1.13. Зависимость  $k_\phi = f(y_0)$  для барабана диаметром 5 м



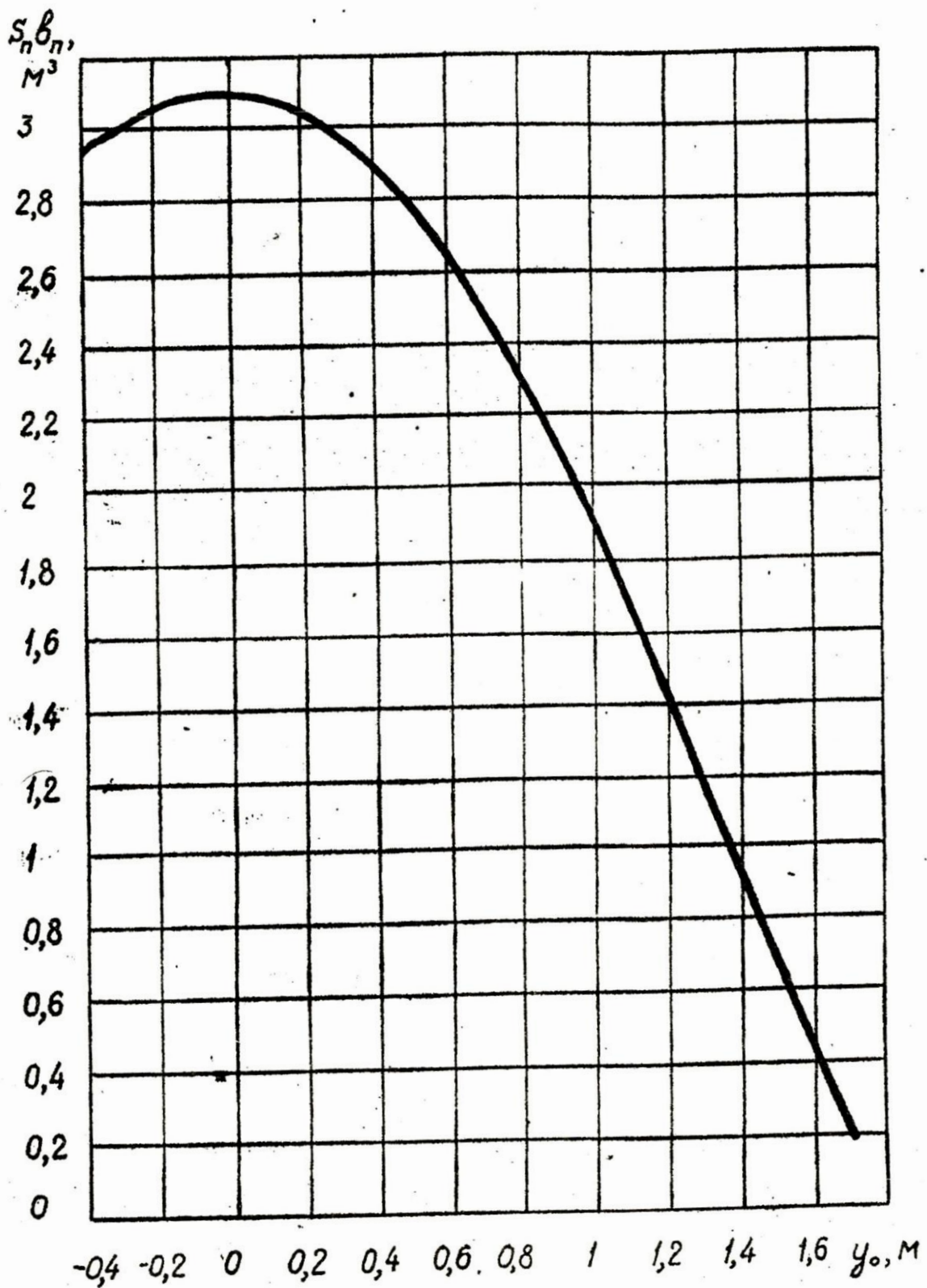


Рис. 1.14. Зависимость  $S_n v_n = f(y_0)$  для барабана диаметром 3,85 м

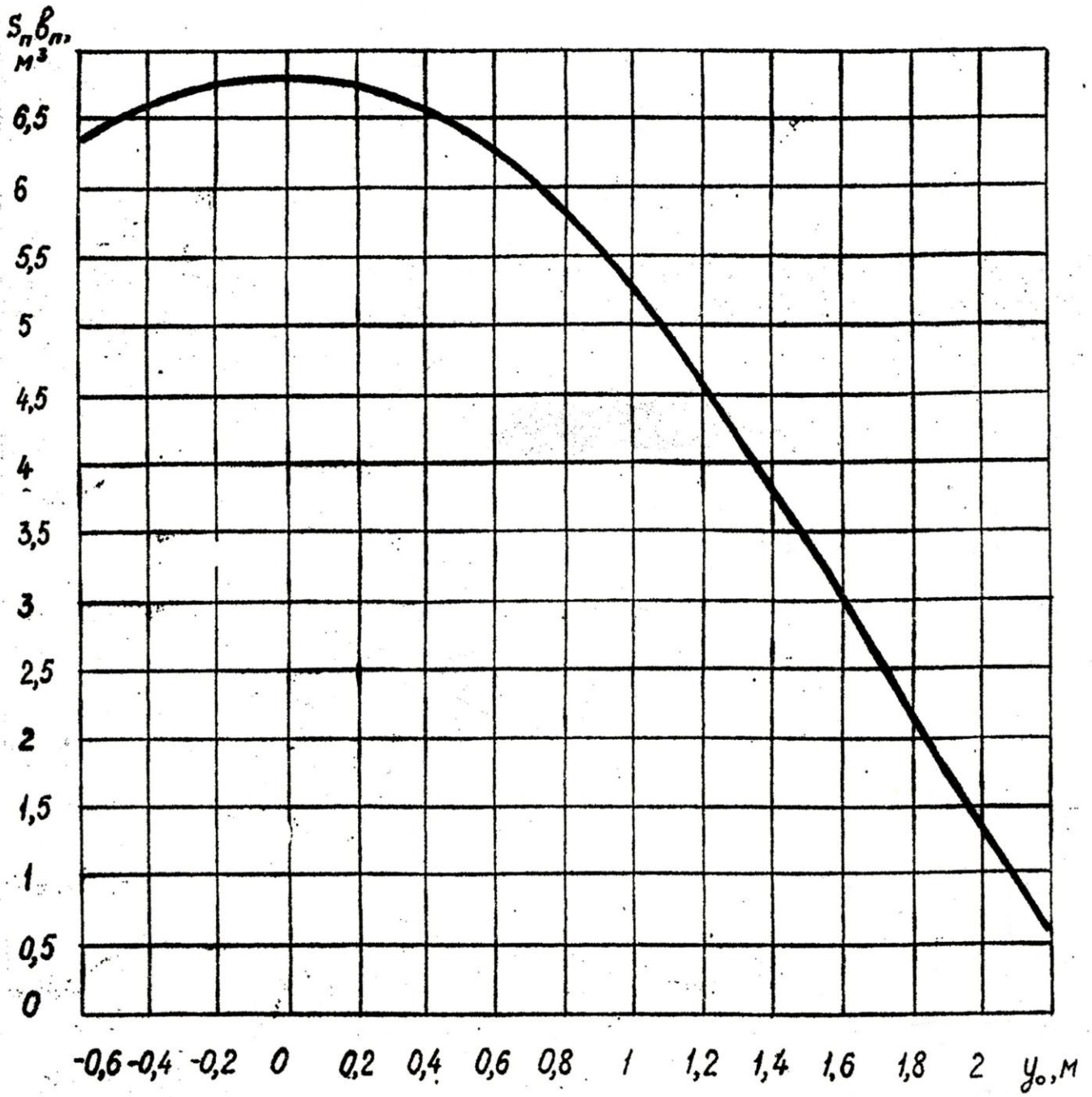


Рис. 1.15. Зависимость  $S_n B_n = f(y_0)$  для барабана диаметром 5 м

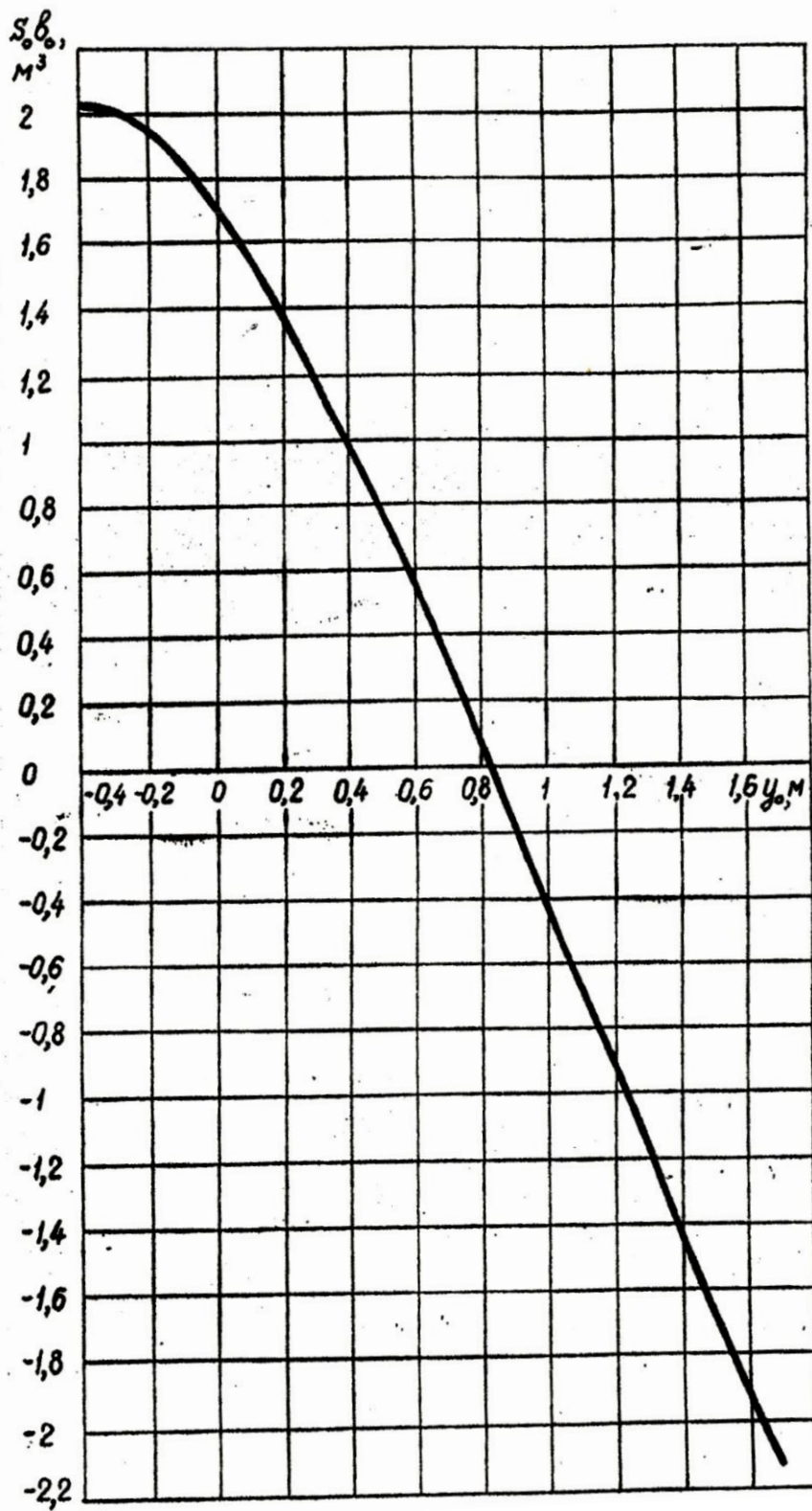


Рис. 1.16. Зависимость  $S_o \beta_o = f(y_o)$  для барабана диаметром 3,85 м

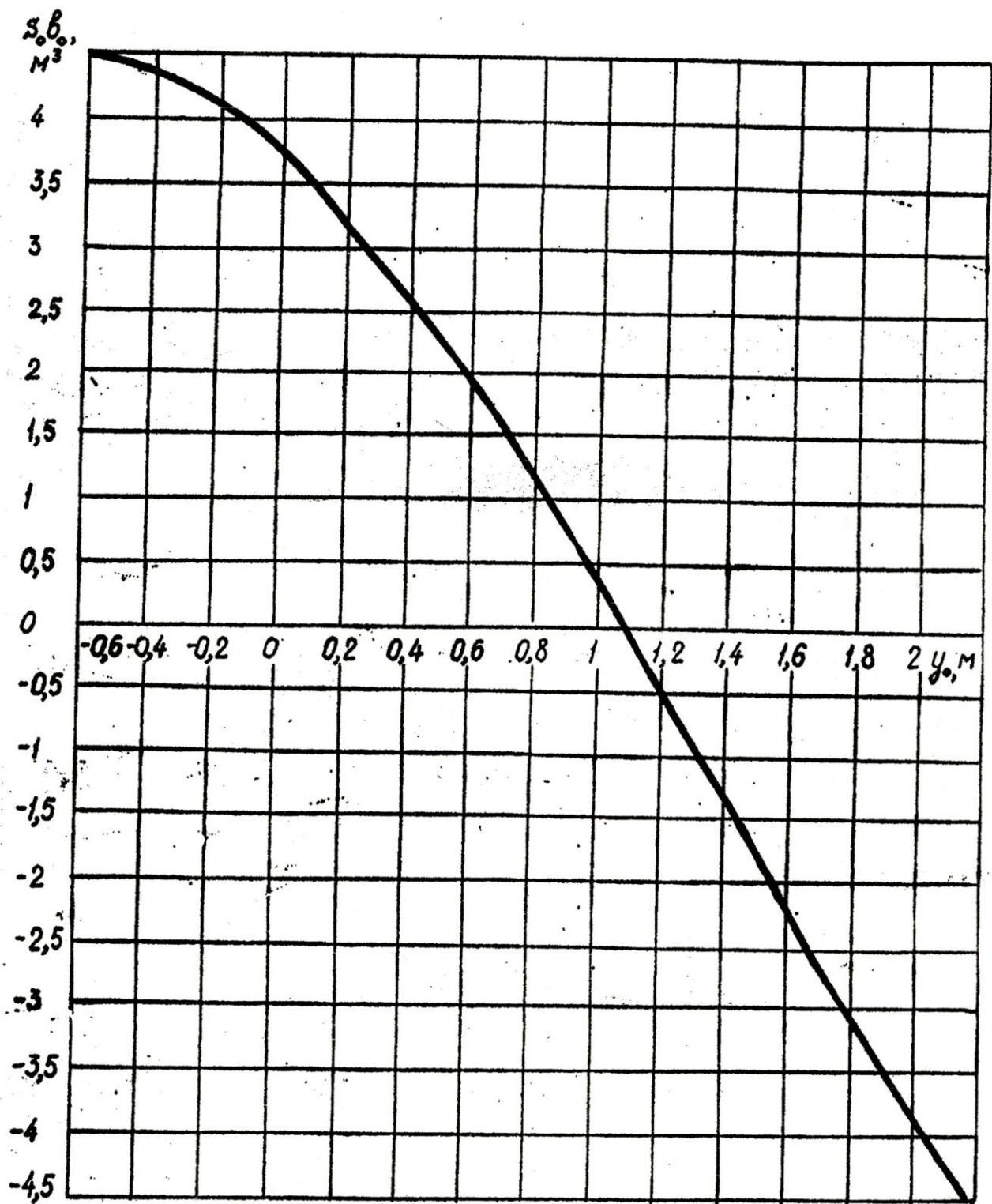


Рис. 1.17. Зависимость  $S_0 v_0 = f(y_0)$  для барабана диаметром 5 м

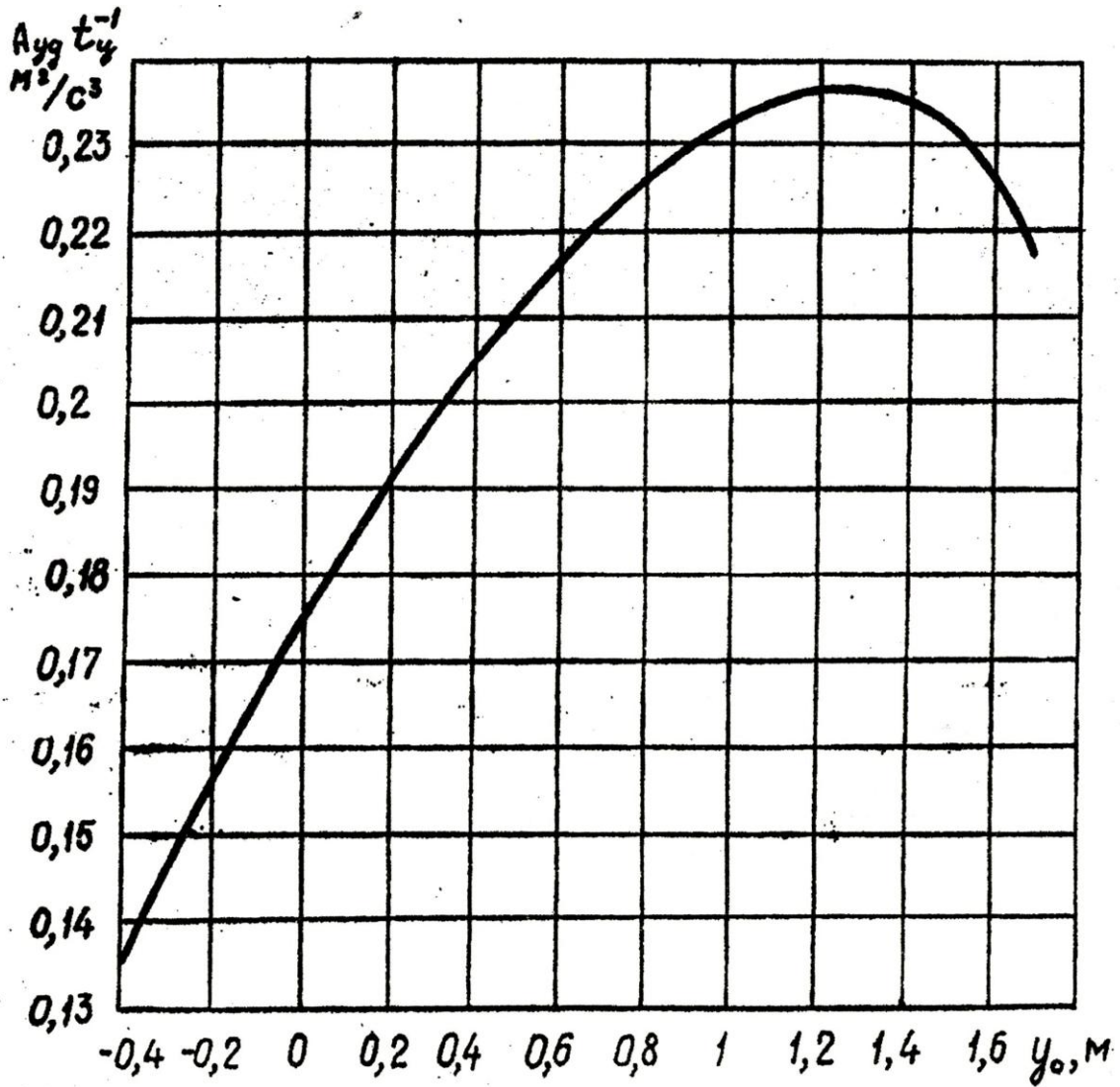


Рис. 1.18. Зависимость  $A_{y0} t_u^{-1} = f(y_0)$  для барабана диаметром 3,85 м при  $\omega = 0,28$  об/с

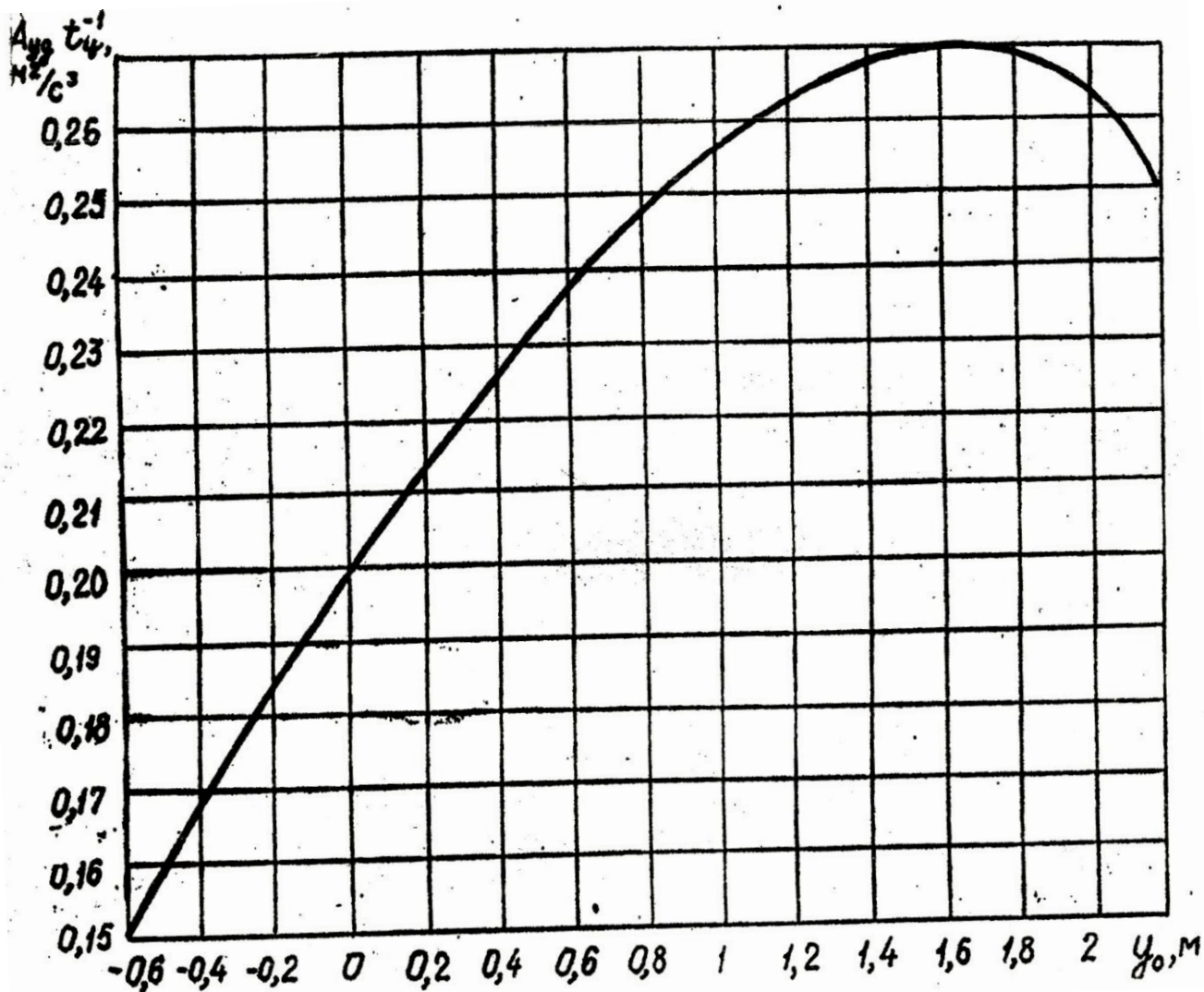


Рис. 1.19. Зависимость  $A_{y_0} t_y^{-1} = f(y_0)$  для барабана диаметром 5 м при  $\omega = 0,28$   $\omega_{кр}$

Таблица 1.4 – Зависимость плотности древесины от влажности

Порода древесины	Ель	Пихта	Сосна	Осина	Береза	Лиственница
Плотность при влажности 50%, $\text{кг м}^3$	780	650	840	750	1060	940

Таблица 1.5 – Зависимость удельной работы деформации от характеристики древесины

Вид теплоносителя	Температура теплоносителя, °С	Степень окорки, %	Температура коры	Относительная влажность коры	Удельная работа деформации, Ам, кДж/м <sup>2</sup>					
					ель	пихта	сосна	осина	береза	лиственница
					6	7	8	9	10	11
вода	20	95	-	45-70	198	165	207	185	418	371
				75-90	288	240	304	271	613	543
				30-40	410	342	429	383	866	768
			+	45-70	179	149	175	188	375	333
				75-90	150	125	155	140	316	281
				30-40	338	282	356	317	704	625
		98	-	45-70	225	187	260	232	497	441
				75-90	331	275	384	343	732	649
				30-40	466	388	538	481	1003	890
			+	45-70	204	170	238	212	449	398
				75-90	172	143	199	177	375	333
				30-40	389	322	442	394	866	768
		90	-	45-70	177	147	178	159	347	307
				75-90	255	212	260	232	497	441
				30-40	366	305	374	334	704	625
			+	45-70	160	133	162	145	311	276
				75-90	133	111	135	121	261	232
				30-40	301	251	304	271	593	526
		80	-	45-70	155	130	164	146	269	239
				75-90	229	191	238	212	391	347
				30-40	322	269	339	303	557	494
			+	45-70	142	118	148	132	244	216
				75-90	119	99	124	111	204	181
				30-40	265	221	280	250	460	408
вода	40	95	-	45-70	182	151	181	161	383	340
				75-90	265	221	265	236	557	494
				30-40	376	313	374	334	794	704
			+	45-70	163	136	164	146	347	307

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			+	75-90 30-40	137 308	115 256	137 310	122 277	291 655	258 581
		98	-	45-70 75-90 30-40	208 301 436	173 251 364	227 331 470	203 296 419	449 655 953	398 581 845
				+	45-70 75-90 30-40	187 158 356	155 131 297	207 174 394	185 155 352	409 352 761
		90	-	45-70 75-90 30-40	161 233 331	134 194 275	157 227 324	140 203 289	316 460 655	281 408 581
				+	45-70 75-90 30-40	145 122 276	121 101 230	142 118 265	127 105 236	286 240 541
		80	-	45-70 75-90 30-40	143 208 295	120 173 245	143 207 298	128 185 266	244 353 511	216 313 454
				+	45-70 75-90 30-40	130 109 245	108 91 205	129 109 242	115 97 216	222 187 416
пар	140	95	-	45-70 75-90	192 282	160 235	185 269	166 241	400 575	355 509
				+	45-70 75-90	175 145	145 121	167 140	149 125	361 305
		98	-	45-70 75-90	221 322	184 269	234 339	209 303	472 679	419 602
				+	45-70 75-90	198 167	165 140	213 178	190 159	428 361
		90	-	45-70 75-90	170 250	142 209	142 234	143 209	328 484	291 430
				+	45-70 75-90	154 130	128 108	143 121	130 108	101 250
		80	-	45-70 75-90	152 221	127 184	146 213	131 190	257 375	229 333
				+	45-70 75-90	137 115	115 96	133 111	118 100	231 195



## 1.7. Порядок расчета основных параметров корообдирочного барабана

Исходными данными для расчета являются:

- часовая потребность предприятия в древесном сырье;
- характеристики окоряемой древесины (порода, диаметр балансов и способ доставки);
- вид вырабатываемой продукции;
- метод интенсификации окорки;
- условия привязки барабанов на предприятии.

Расчет корообдирочного барабана проводится в следующем порядке:

1. В зависимости от вида продукции по табл. 1.3 определяется допустимое содержание коры в щепе.

2. По формуле (1.1) определяется необходимая степень окорки древесины, при этом содержание коры на древесине до окорки ориентировочно определяется по табл. 1.1, 1.2.

3. По заданной часовой потребности предприятия в древесном сырье по формуле (1.29) определяется необходимая суммарная длина корообдирочных барабанов для двух вариантов: при диаметре барабана 3,85 м и 5 м. Такой выбор диаметров обусловлен тем, что по совокупности технико-экономических показателей барабаны этих диаметров получили преобладающее применение в современном целлюлозно-бумажном производстве.

В расчете принимаются следующие значения параметров:

при  $2R = 3,85 \text{ м} - (k_d, \varphi_d)_{cp} = 0,27, (At_y^{-1})_{cp} = 1,68 \text{ м}^2/\text{с}^3$ ;

$2R = 5 \text{ м} - (k_d, \varphi_d)_{cp} = 0,27, (At_y^{-1})_{cp} = 1,91 \text{ м}^2/\text{с}^3$ .

Такое сочетание параметров соответствует в каждом случае оптимальной степени заполнения, а следовательно, максимальной производительности барабана.

Величина  $A_m$  в зависимости от характеристики древесины, необходимой степени окорки и метода интенсификации процесса определяется по табл. 1.5. Плотность древесины принимается по табл. 1.4.

4. Необходимое количество барабанов  $m$  для каждого варианта выбирается из диапазона:

$$\frac{\sum L}{30} \leq m \leq \frac{\sum L}{20} .$$

При этом определяется соответствующая каждому варианту длина одного барабана:

$$L = \frac{\sum L}{m} , \quad (1.34)$$

Полученная по формуле (1.34) длина одного барабана округляется в сторону увеличения до значений 20, 25, 30, 35 м.

5. Исходя из конкретных условий привязки барабанов по данным, полученным в пункте 4, выбирается наиболее предпочтительный вариант.

Величина каскада  $h$  устанавливается с учетом обеспечения оптимальной средней степени заполнения барабана  $\varphi_{\text{дср}} = 0,7 - 0,75$  (при этих степенях заполнения корообдирочный барабан имеет максимальную производительность).

Для определения величины каскада при оптимальной степени заполнения его значение постепенно увеличивают, определяя из выражения:

$$\begin{aligned} h_i &= 0,1i \text{ м,} \\ i &= 0,1,2,3,\dots \end{aligned} \quad (1.35)$$

В начале рассматривается случай безкаскадной установки секций барабана ( $i = 0$ ). Затем для каждой предварительно принятой величины каскада вычисляют соответствующие ей значение степени заполнения барабана. Каскад увеличивают до тех пор пока степень заполнения барабана не попадет в оптимальный диапазон ( $\varphi_{\text{дср}} > 0,7$ ).

При окончательно принятой величине каскада определяют производительность барабана и его полезную мощность. Порядок определения  $h$ ,  $Q_m$  и  $P_{\text{пол}}$  приведен на рис. 1.20.

Мощность для преодоления потерь на трение  $P_{\text{тр}}$  вычисляется по формуле (1.24), а мощность, потребная для привода барабана ( $P$ ), по выражению (1.17). Установочная мощность двигателя  $P_{\text{дв}}$  привода секции корообдирочного барабана определяется с учетом пусковых перегрузок в зависимости от особенностей привода.

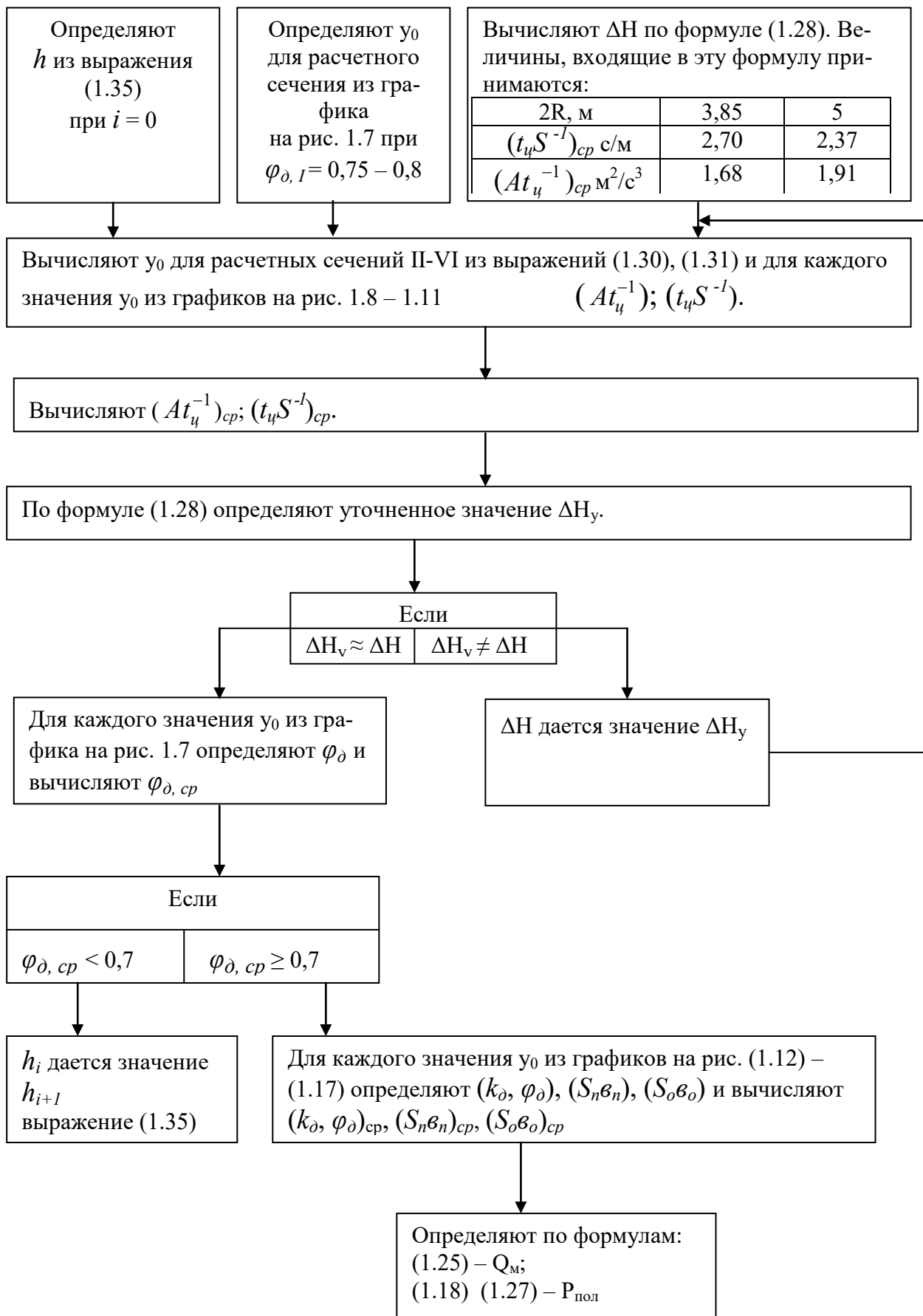


Рис. 1.20. Порядок определения  $h$ ,  $Q_m$ ,  $P_{пол}$

## 1.8. Пример расчета основных параметров корообдирочного барабана

### 1.8.1. Исходные данные для расчета

- часовая потребность предприятия в древесном сырье – 240 м<sup>3</sup>/ч;
- характеристика окоряемой древесины – порода – ель, средний диаметр 0,2 м, поставка со склада зимой;
- вид вырабатываемой продукции – сульфитная целлюлоза с регламентируемой сорностью;
- метод интенсификации окорки – вода с температурой 40 °С;
- условия привязки барабанов – ограничение по длине площадки под монтаж барабанов.

### 1.8.2. Расчет основных параметров барабана

1. Содержание коры на древесине принимаем  $K_n = 10\%$  (табл. 1.1 и 1.2)
2. Допустимое содержание коры в щепе для данного вида целлюлозы не должно превышать 1,5% (табл. 1.3), принимаем  $K_k = 1,5\%$ .
3. Вычисляем необходимую степень окорки (1.1)

$$M = \frac{100(K_n - K_k)}{K_n} = \frac{100(10 - 1,5)}{10} = 85\% .$$

4. Определяем необходимую суммарную длину корообдирочных барабанов (1.29):

$$A_m = 182\,000 \text{ Дж/м}^2 \quad (\text{табл. 1.5})$$

(Так как в табл. 1.5 отсутствует полученное (в п. 3) значение степени окорки, принимаем  $A_m$  для ближайшей наибольшей степени окорки – 90%):

$$\gamma_\partial = 780 \text{ кг/м}^3 \quad (\text{табл. 1.4})$$

В расчете принимаем следующие значения параметров:

$$\begin{aligned} \text{При } 2R = 3,85 \text{ м} \quad & (k_\partial, \varphi_\partial)_{\text{ср}} = 0,27, \\ & (At_u^{-1})_{\text{ср}} = 1,68 \text{ м}^2/\text{с}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{при } 2R = 5 \text{ м} \quad & (k_\partial, \varphi_\partial)_{\text{ср}} = 0,27, \\ & (At_u^{-1})_{\text{ср}} = 1,91 \text{ м}^2/\text{с}^3 . \end{aligned}$$

а) Для барабана диаметром 3,85 м:

$$\sum L_{3,85} = \frac{QA_m}{900\gamma_\partial d_\partial \pi R^2 (k_\partial \varphi_\partial)_{\text{ср}} (At_u^{-1})_{\text{ср}}} = \frac{240 \cdot 182000}{900 \cdot 780 \cdot 0,2 \cdot 3,14 \cdot 1,925^2 \cdot 0,27 \cdot 1,68} = 58,94 \text{ м}.$$

б) Для барабана диаметром 5,0 м:

$$\sum L_{5,0} = \frac{240 \cdot 182000}{900 \cdot 780 \cdot 0,2 \cdot 3,14 \cdot 2,5^2 \cdot 0,27 \cdot 1,91} = 30,74 \text{ м} .$$

5. Определяем необходимое количество барабанов  $m$  и длину  $L$  одного барабана:

$$\frac{\sum L}{30} \leq m \leq \frac{\sum L}{20} .$$

а) Диаметр барабана 3,85 м:

$$\frac{58,94}{30} \leq m \leq \frac{58,94}{20} .$$

$$1,96 \leq m \leq 2,95$$

Из полученного диапазона  $m$  может быть равно 2 или 3. Определяем длину одного барабана (1.34)

$$\text{При } m = 2 \quad L = \frac{\sum L_{3,85}}{m} = \frac{58,94}{2} = 29,47 \text{ м} .$$

Округляем до  $L = 30$  м.

$$\text{При } m = 3 \quad L = \frac{\sum L_{3,85}}{m} = \frac{58,94}{3} = 19,64 \text{ м} .$$

Округляем до  $L = 20$  м.

б) Диаметр барабана 5,0 м

$$\frac{30,74}{30} \leq m \leq \frac{30,74}{20} .$$

$$1,02 \leq m \leq 1,54$$

Количество барабанов может быть принято равным 1 при длине 30 м.

6. Итак, возможно три варианта:

Вариант А	Вариант В	Вариант С
2 $R = 3,85$ м	2 $R = 3,85$ м	2 $R = 5,0$ м
$m = 2$	$m = 3$	$m = 1$
$L = 30$ м	$L = 20$ м	$L = 30$ м

Так как в исходных данных заложено ограничение по длине площадки под монтаж барабанов, принимаем вариант В, для которого проводим дальнейшие расчеты.

7. Определение величины каскада, производительности барабана и его полезной мощности проводится по схеме, представленной на рис. 1.20.

Из рис. 1.7 определяем  $y_{0,I}$  для I расчетного сечения, при  $\varphi_{0I} = 0,75$   
 $y_{I} = 0,5$ .

По формуле (1.28) определяем величину  $\Delta H$ . Величины, входящие в эту формулу, принимаются в соответствии с рекомендациями, приведенными на рис. 1.20. Угол  $\beta$  в зависимости от свойств балансов находится в диапазоне  $35^\circ - 48^\circ$ . Большие значения принимаются с увеличением диаметра и длины балансов. В нашем случае примем  $\beta = 40^\circ$ .

$$\Delta H = L \operatorname{tg} \arcsin \frac{\gamma_{\partial} d_{\partial} L (At_u^{-1})_{\text{cp}} (t_u S^{-1})_{\text{cp}} \operatorname{tg} \beta}{4 A_M} = 20 \operatorname{tg} \arcsin \frac{780 \cdot 0,2 \cdot 20 \cdot 2,7 \cdot 1,68 \operatorname{tg} 40^\circ}{4 \cdot 182000} = 0,32 \text{ м.}$$

Вычисляем значения  $y_0$  для II – VI сечений при соосном расположении барабанов ( $h=0$ ).

$$y_{0,II} = y_{0,I} + \frac{\Delta H}{L} e_{II} = 0,5 + \frac{0,32}{20} \cdot 5 = 0,58$$

$$y_{0,III,IV} = y_{0,I} + \frac{\Delta H}{L} e_{III,IV} = 0,5 + \frac{0,32}{20} \cdot 10 = 0,66$$

$$y_{0,V} = y_{0,I} + \frac{\Delta H}{L} e_V = 0,5 + \frac{0,32}{20} \cdot 15 = 0,74$$

$$y_{0,VI} = y_{0,I} + \Delta H = 0,5 + 0,32 = 0,82$$

Определяем для каждого значения  $y_0$  величины  $(t_u S^{-1})$  и  $(At_u^{-1})$  (рис. 1.8 – 1.11)

$y_0$	$t_u S^{-1}$	$At_u^{-1}$
$y_{0,II} = 0,58$	2,78	1,65
$y_{0,III,IV} = 0,66$	2,75	1,68
$y_{0,V} = 0,74$	2,70	1,69
$y_{0,VI} = 0,82$	2,65	1,70
Среднее значение	2,72	1,68

По формуле (1.28) определяем уточненное значение  $\Delta H_y$ :

$$\Delta H_y = 20 \operatorname{tg} \arcsin \frac{780 \cdot 0,20 \cdot 20 \cdot 2,73 \cdot 1,68 \cdot 0,84}{4 \cdot 182000} = 0,32 \text{ м.}$$

$$\Delta H_y = \Delta H$$

Для полученных выше значений  $y_0$  определяем  $\varphi_{\partial}$  по рис. 1.7

$y_0$	$\varphi_{\partial}$
$y_{0,II} = 0,58$	0,73
$y_{0,III,IV} = 0,66$	0,70
$y_{0,V} = 0,74$	0,69
$y_{0,VI} = 0,82$	0,68
Среднее значение	0,70

Так как  $\varphi_{\partial \text{cp}} = 0,7$ , можно принять соосную установку барабанов ( $h=0$ ) и продолжить расчет.

Для каждого значения  $y_0$  из рис. 1.12 – 1.17 определяем  $(k_{\partial}, \varphi_{\partial})$ ,  $(S_n \vartheta_n)$ ,  $(S_o \vartheta_o)$  и вычисляем  $(k_{\partial}, \varphi_{\partial})_{\text{cp}}$ ,  $(S_n \vartheta_n)_{\text{cp}}$ ,  $(S_o \vartheta_o)_{\text{cp}}$ :

$y_0$	$k_{\partial}, \varphi_{\partial}$	$S_n \vartheta_n$	$S_o \vartheta_o$
$y_{0, II} = 0,58$	0,29	2,6	0,50
$y_{0, III, IV} = 0,66$	0,28	2,5	0,30
$y_{0, V} = 0,74$	0,26	2,45	0,25
$y_{0, VI} = 0,82$	0,26	2,3	0,08
Среднее значение	0,27	2,46	0,28

Определяем по формуле (1.25) технологическую производительность барабана:

$$Q_M = \frac{900\pi R^2 L \gamma_{\partial} d_{\partial}}{A_M} (k_{\partial} \varphi_{\partial})_{\text{cp}} (At_{\partial}^{-1})_{\text{cp}} = \frac{900 \cdot 3,14 \cdot 1,925^2 \cdot 20 \cdot 780 \cdot 0,2 \cdot 0,27 \cdot 1,68}{182000} = 81,43 \text{ пл.м}^3/\text{ч.}$$

Так как количество барабанов равно 3, полная производительность потока составит:

$$81,43 \cdot 3 = 244,29 \text{ пл.м}^3/\text{ч.}$$

То есть заданная часовая потребность предприятия в древесном сырье  $240 \text{ м}^3/\text{ч}$  обеспечивается.

Полезную составляющую мощности привода корообдирочного барабана определяем по формуле (1.27), в которой величина момента определяется из выражения:

$$T = \gamma_{\partial} g L [K_n (S_n \vartheta_n)_{\text{cp}} - K_o (S_o \vartheta_o)_{\text{cp}}],$$

где  $K_n = 0,474$  – коэффициент полндревесности зоны подъема;

$K_o = 0,342$  – коэффициент полндревесности зоны оборудования;

$$T = 780 \cdot 9,8 \cdot 20 \cdot [0,474 \cdot 2,47 - 0,342 \cdot 0,29] = 163887 \text{ Н.м.}$$

Полезная составляющая мощности:

$$P_i = \frac{T \cdot n}{975 g} = \frac{163887 \cdot 6}{975 \cdot 9,8} = 108 \text{ кВт.}$$

Мощность, потребная для привода барабана определяется по формуле (1.17).

## 1.9. Основные типы корообдирочных барабанов

Современные корообдирочные барабаны имеют диаметр от 3 до 6 м и длину от 3,5 до 30 м.

Корообдирочные барабаны могут быть непрерывного и периодического действия. В практике целлюлозно-бумажного производства в основном

применяются барабаны непрерывного действия. Барабаны периодического действия применяются для небольших производств. Барабаны непрерывного действия предназначены для окорки длинника (4÷6 м) и коротья (1,2÷2,2 м).

В последнее время созданы барабаны, которые используются для одновременной окорки длинника и коротья. Для окорки длинномерной древесины (4,5÷6,0 м) в Швеции фирмой КМВ выпускаются барабаны конической формы длиной 45 – 60 м. Эти барабаны служат для окорки свежесрубленной (весной, летом) или сплавной древесины. Древесина должна быть правильной формы, с небольшой кривизной, подобрана по диаметру, что ограничивает применение таких барабанов в ЦБП России.

Широкое распространение в отечественной практике получили барабаны для окорки коротья (1,2÷2,2 м) полусухим и сухим способами.

Барабаны полусухой окорки состоят из двух-трех секций. В первой (глухой) секции, не имеющей отверстий на боковой поверхности барабана, происходит предварительная обработка древесины в присутствии воды (40...80<sup>0</sup>С), что создает условия для размораживания и увлажнения коры, обеспечивая хорошую окорку любой древесины. Расход воды в таких барабанах достигает 2...3 м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>. Барабаны могут окашивать древесину от 1 – 3 и до 6 м в зависимости от диаметра барабана. Производительность барабанов достигает 300...400 пл.м<sup>3</sup>/ч, табл. 1.6.

Таблица 1.6 – Барабаны для окорки древесины длиной 1...6 м

Страна, фирма, тип барабана	Показатели						
	диаметр, м	длина, м	длина балансов, м	частота вращения, мин <sup>-1</sup>	масса, т	потребляемая мощность, кВт	производительность, пл.м <sup>3</sup> /ч
Финляндия: «Раума-Репола»	4,0	20	1...2	6...7	110	270	42...91
	4,5	25	1...3	5,5	140	440	91...196
	5,0	30	2...4	5,5	150	610	126...315
«Коне-Вуд»	4,0	24	1...2	5,5	131	264	80...100
	5,0	24	2...4	5,5	174	530	120...150
	5,0	30	2...4	5,5	209	640	150...200
	5,5	28	2...5	5,0	218	800	200...280
	5,5	35	2...5	5,0	268	1000	280...350
	6,0	35	2...6	5,0	287	1280	300...400
Россия: КБ-100 (КБС-425) КБ-530 (КБС-530)	3,85	25	1...2	6...9	170	350...500	до 150
	5,0	30	2...4	6...8	250	0	до 250
						600...800	



В барабанах для сухой окорки в глухую секцию подается пар (130-140°С) в количестве 25...55кг/пл.м<sup>3</sup>, что обеспечивает размораживание коры.

ЗАО «Петро заводскмаш» разработал гамму корообдирочных барабанов: односекционные КБ-410Б-1 (КБП-410Б-1), КБ-412Б-1 (КБП-412Б-1), КБ-420Б-1 (КБП-420Б-1), КБ-425Б-1 (КБП-425Б-1), КБ-525Б-1 (КБП-525Б-1) и двухсекционные КБ-420А (КБП-420А), КБ-425А (КБП-425А), КБ-530 (КБП-530). В зависимости от направления вращения секции, по часовой или против часовой стрелки, барабаны могут изготавливать левого (КБ) или правого (КБП) исполнений.

Односекционные корообдирочные барабаны предназначены для окорки древесины хвойных и лиственных пород с использованием подогретой воды или пара на предприятиях целлюлозно-бумажной и других отраслей промышленности (табл. 1.7).

Таблица 1.7 – Технические характеристики односекционных корообдирочных барабанов ЗАО «Петро заводскмаш»

Параметр	Марки корообдирочных барабанов				
	КБ-410Б-1 КБП-410Б-1	КБ-412Б-1 КБП-412Б-1	КБ-420Б-1 КБП-420Б-1	КБ-425Б-1 КБП-425Б-1	КБ-525Б-1 КБП-525Б-1
Производительность, м <sup>3</sup> /ч (в плотной мере)	25-40	35-50	50-90	60-105	120-150
Размеры окариваемой древесины, мм: - длина - диаметр	700-2000 60-800	700-2000 60-800	700-2000 60-800	700-4000 60-800	700-6000 60-800
Диаметр секций, мм	3836	3836	3900	3900	5000
Длина секции, мм	10000	12000	20600	24100	24100
Частота вращения секций, мин <sup>-1</sup>	9-6	9-6	9-6	9-6	8-5
Установленная мощность, кВт	183	223	423	423	503
Габаритные размеры, мм - длина - ширина -высота	11200 6800 6650	13200 6800 6650	21700 6800 6650	25200 6800 6650	25200 8000 7850
Масса комплекта поставки, кг	111000	118000	210000	220000	310000

Двухсекционные корообдирочные барабаны предназначены для окорки хвойных и лиственных пород с использованием для интенсификации окорки подогретой воды или пара (табл. 1.8).

Таблица 1.8 – Технические характеристики двухсекционных корообдирочных барабанов ЗАО «Петро заводскмаш»

Параметр	Марки корообдирочных барабанов				
	КБ-420А КБП-420А		КБ-425А КБП-425А		КБ-530 КБП-530
Производительность, м <sup>3</sup> /ч (в плотной мере)	50-60		60-105		150-200
Размеры окариваемой древесины, мм:	700-2000		700-2000		700-3000
- длина	60-800		60-800		60-800
- диаметр					
Диаметр секций, мм	3900		3900		5000
Частота вращения секций, мин <sup>-1</sup>	6	9	6	9	6
Установленная мощность, кВт	269	325	269	365	625
Габаритные размеры, мм	25800		25800		36500
- длина	6550		6550		8050
- ширина	5600		5600		7000
- высота					
Масса комплекта поставки, кг	205000		220000		360000

Барабаны большого диаметра 5,0 – 6,0 м позволяют окаривать древесину длиной до 6 м. Благодаря этому отпадает необходимость в установке слешера для распиловки длинника, что упрощает процесс подготовки сырья.

## 2. ДЕФИБРЕРЫ

### 2.1. Виды древесной массы

Древесная масса получается из древесины на дефибрерах или из щепы на дисковых мельницах (рафинерах). Данный полуфабрикат в настоящее время называется механической массой, а термин «древесная» указывается в скобках. К механической (древесной) массе относятся волокнистые полуфабрикаты вы-сокого выхода (85 – 98 %), получаемые путем механической обработки древесного сырья. Механическая масса подразделяется на два типа.

К первому типу относятся различные виды механической массы, получаемой без использования химических реагентов и имеющей выход 93–98 %. К «чисто» механической массе относятся:

ДДМ – традиционная дефибрерная древесная масса с выходом 93–98 %, получаемая на дефибрерах различных типов истиранием древесины на дефибрерных камнях;

ДМД или ДМД/Д – механическая масса, получаемая истиранием древесины на дефибрерных камнях под давлением на двухпрессовых дефибрерах;

ТДМ – термдефибрерная масса, получаемая на цепных дефибрерах способом термдефибрирования;

РММ или РДМ – рафинерная механическая или рафинерная древесная масса, полуфабрикат, получаемый в результате механической обработки щепы в дисковых мельницах при атмосферном давлении;

ТММ – термомеханическая масса, получаемая в результате термогидролитической обработки (пропарки) ( $p = 100 - 300$  кПа;  $T = 100 \div 130$  °С) и размола щепы в 1-3-й ступени на дисковых мельницах (размол под давлением).

*Ко второму типу* механической массы относятся различные виды химико-механической массы, т. е. механической массы, получаемой с применением химических реагентов. Механическая переработка древесного сырья – размол на дисковых мельницах является основной операцией в процессе производства.

Механическая масса является дешевым волокнистым полуфабрикатом, используемым в композиции многих массовых видов бумаги и картона в количестве от 30 до 90 %. В качестве основного компонента её применяют в композиции газетной, журнальной, типографской, обойной, мундштучной и других видов бумаги.

Современной тенденцией развития древесно-массного производства является получение механической массы из щепы в сочетании с термической или термохимической обработкой древесины. Наряду с этим дефибрирование древесины на дефибрерах имеет большое промышленное применение и позволяет получать массу высокого качества при меньших удельных затратах энергии, чем на дисковых мельницах. В практике отечественного производства широкое распространение получило производство белой древесной массы на дефибрерах.

## 2.2. Стрoение дрeвесины

На поперечном срезе дрeвесины различаются концентрические годичные кольца, ширина которых зависит от породы дрeва, условий роста и составляет 1 – 10 мм. В каждом годичном кольце имеются два слоя. Внутренний, более светлый слой, образуется в весенний период роста дрeва и называется ранней дрeвесиной. Более темный наружный слой образуется в летний период и носит название поздней дрeвесины. Поздняя дрeвесина плотнее ранней, обладает более высокими механическими свойствами и от ее количества в значительной степени зависят физико-механические свойства дрeвесины и качество получаемой дрeвесной массы.

Дрeвесная ткань состоит из клеток, имеющих разнообразную форму и величину. Во всех породах дрeва имеются два основных типа клеток: прозенхимные и паренхимные.

Прозенхимные – мертвые клетки имеют удлиненную форму в виде волокон. Дрeвесина на 90-95 % состоит из этих клеток, что определяет её волокнистую структуру. Прозенхимные клетки подразделяются на трахеиды, либриформ и сосуды. Содержание прозенхимных клеток определяет ценность волокнистого сырья для производства дрeвесной массы.

Паренхимные – живые клетки имеют примерно одинаковые размеры во всех направлениях (от 0,01 до 0,1 мм) и служат в период жизни растения для хранения питательных веществ: крахмала и жиров. Дрeвесина хвойных пород содержит трахеиды и паренхимные клетки. Основным анатомическим элементом являются трахеиды, имеющие следующие размеры: длина  $2,1 \div 3,7$  мм, ширина  $0,02 \div 0,04$  мм. Отношение длины к ширине  $50 \div 150$ . Наибольшее количество трахеид содержится в ели (95,3 % от объема дрeвесины), поэтому выход качественного волокна из ели несколько выше, чем из пихты и сосны.

Дрeвесина лиственных пород состоит из либриформа (дрeвесных волокон), сосудов, трахенд и паренхимных клеток. Либриформ является основным структурным элементом дрeвесины лиственных пород. Размеры либриформных волокон следующие: длина  $0,3 \div 2,6$  мм, средняя ширина 0,02 мм, отношение длины к ширине  $30 \div 100$ . Сосуды – совокупность соединенных друг с другом клеток, образующих сквозные трубки, которые являются водопроводящими элементами дрeвесины лиственных пород.

Строение прозенхимной клетки (волокна) показано на рис. 2.1. В центре клетки находится полость 1, которая окружена тонкой оболочкой 2, называемой третичной стенкой клеточной оболочки. Далее располагается вторичная стенка, которая состоит из внутреннего 3, среднего 4 и наружного 5 слоев. Наружная оболочка клетки состоит из тонкой первичной стенки 6. Между соседними клетками находится слой межклеточного вещества 7. Этот слой вместе с прилегающими к нему двумя первичными стенками часто называют срединной пластинкой.

Клеточные стенки состоят из молекул целлюлозы, которые объединены в микрофибриллы (диаметр 250 А), объединенные в более крупные структурные единицы древесины – фибриллы (поперечный линейный размер 0,4 мк). В первичной стенке фибриллы расположены неупорядоченно. В наружном слое вторичной стенки фибриллы расположены перекрестно почти поперек продольной оси волокна. В среднем слое вторичной стенки фибриллы расположены по крутым спиральям почти параллельно продольной оси волокна. Во внутреннем слое и третичной стенке фибриллы расположены почти перпендикулярно продольной оси волокна. Процесс дефибрирования основан на расщеплении древесной ткани на отдельные волокна и частичном фибриллировании клеточных стенок, главным образом, путем механического воздействия. В результате воздействия абразивов дефибрирного камня на поверхности волокон выделяются фибриллы.

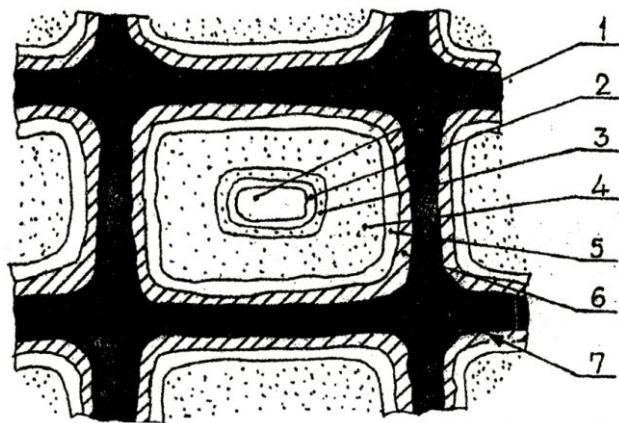


Рис. 2.1. Поперечный разрез древесного волокна:

1 – полость (канал); 2 – третичная стенка; 3, 4 и 5 – внутренний, средний и наружных слои вторичной стенки; 6 – первичная стенка; 7 – межклеточное вещество

Каждый слой клеточной структуры древесины содержит и другие органические вещества (лигнин, гемицеллюлозы и пр.), получившие название инкрустирующих. Основное количество лигнина содержится в срединной пластинке между волокнами. Во вторичной стенке преобладает содержание гемицеллюлоз.

Лигнин, находящийся между волокнами, обеспечивает их связь (склеивание) между собой. Ослабление этой связи в результате пластификации (размягчения) лигнина под воздействием повышенной температуры и влажности имеет важное значение для отделения волокон в процессе дефибрирования.

### 2.3. Требования, предъявляемые к качеству балансов. Учет древесины

Для выработки качественной древесной массы балансы должны отвечать требованиям государственных стандартов ГОСТ 9462-88 и ГОСТ 9463-88 на балансовую древесину лиственных и хвойных пород. Из различных свойств балансовой древесины наибольшее влияние на результаты дефибрирования оказывают: порода древесины, ее плотность, сучковатость, степень поражения гнилью, кривизна, средний диаметр балансов, влажность.

Лучшие результаты дефибрирования достигаются при переработке древесины хвойных пород с малым содержанием смолы (ель, пихта).

Сучковатость древесины отрицательно сказывается на производительности дефибрера, качестве древесной массы и удельных затратах энергии. Повышенная кривизна балансов уменьшает степень использования поверхности дефибрирования и объема шахты. В связи с этим кривизна баланса ограничивается. Существенно сказывается на процессе степень поражения балансов гнилью. Из пораженных участков древесины с разрушенными волокнами получается мелочь.

Диаметр балансов влияет на плотность укладки древесины в шахте и сказывается на процессе подачи балансов к камню. При дефибрировании балансов большого диаметра возрастает опасность заклинивания в шахте.

Влажность древесины существенно влияет на качество древесной массы и производительность дефибрера. Известно, что при одинаковой степени помола большую разрывную длину имеет масса, полученная из более влажных балансов. Наилучшие результаты дефибрирования достигаются при влажности 40-50 %. В связи с этим целесообразно древесину хранить в воде или замачивать перед подачей в производство при хранении на бирже.

Количество древесины измеряется в складочных кубических метрах (сокращенно скл. м<sup>3</sup>) или в плотных кубических метрах (сокращенно пл. м<sup>3</sup>). Под 1 скл.м<sup>3</sup> древесины понимается штабель свободно уложенных балансов размерами 1х1х1 м. Складочный кубометр не дает точного представления о фактическом количестве древесины, содержащемся в штабеле, так как соотношение между объемом, занимаемым древесиной, и объемом, занимаемым воздухом, зависит от диаметра балансов и метода укладки штабеля.

Плотный кубометр представляет собой объем, занимаемый древесиной без свободных промежутков. Между складочным и плотным объемами древесины имеется взаимосвязь:

$$V_{пл} = KV_{скл.}, \text{ м}^3, \quad (2.1)$$

где  $V_{пл}$  – объем штабеля, пл. м<sup>3</sup>;

$V_{скл.}$  – объем штабеля, скл. м<sup>3</sup>;

$K$  – коэффициент полндревесности (коэффициент плотности укладки).

Коэффициент полндревесности изменяется в зависимости от способа укладки штабеля, геометрических размеров и формы балансов, так, с увеличением диаметра коэффициент полндревесности увеличивается.

Учет выработки готовой продукции ведется на воздушно-сухую древесную массу, т. е. содержащую 12 % влаги. Количество полученной продукции измеряется в единицах массы (веса). В табл. 2.1 приведены средние значения выхода белой древесной массы из окоренной древесины различных пород.

На выработку 1 т белой древесной массы расходуется в среднем около 2,5 пл.м<sup>3</sup>, или 3,57 скл. м<sup>3</sup> древесины.

Таблица 2.1 – Выход белой древесной массы из древесины различных пород

Показатели	Ель	Пихта	Сосна	Тополь
Содержание сухого вещества, кг в 1 пл. м <sup>3</sup> (с учетом потерь)	420	400	480	370
Коэффициент полнодревесности	0,720	0,720	0,675	0,720
Выход абс.сухой древесной массы, кг из 1 скл. м <sup>3</sup> (с учетом потерь 5 %)	287	273	318	253
Выход воздушно-сухой массы (12 % влажности), кг из 1 скл. м <sup>3</sup>	326	310	361	288

#### **2.4. Современные представления о процессе дефибрирования**

Дефибрирование – сложный процесс превращения древесины в волокнистую массу под воздействием абразивных зерен дефибрерного камня. Абразивные зерна камня являются миниатюрными инструментами, обеспечивающими отделение и обработку волокон древесины.

При дефибрировании слой волокон, находящийся перед набегающей стороной абразивного зерна, сжимается под воздействием силы давления со стороны абразива на древесину. В результате происходит проскальзывание абразивных зерен относительно волокон со скоростью, равной окружной скорости камня. После прохождения зерен деформированные волокна стремятся восстановить свое прежнее положение. Так как скорость приложения нагрузки в 2-3 раза выше скорости упругого восстановления, в древесине происходит накопление внутренних напряжений, сопровождающееся повышением температуры древесины, древесной массы и поверхности камня.

Повышение температуры в зоне дефибрирования приводит к пластификации (размягчению) лигнина. Температура в зоне дефибрирования может достигать 100 °С. Во влажной среде пластификация лигнина происходит уже при температуре 75-80 °С. Размягчение лигнина способствует отделению волокон.

Отделение волокон происходит после приложения определенного числа циклов нагружения в результате усталостного разрушения связей с древесиной. При этом отделение происходит вначале с одного конца с образованием слоя свисающих волокон. Волокна, находящиеся в этом слое, прочесываются абразивными зернами и фибриллируются, отделяются небольшие отрезки волокон – мельштоф и частицы срезанных стенок – фибриллплазма. Свисающий слой волокон выполняет роль защитного слоя, предохраняющего расположенные под ним волокна от вырывания без фибриллирования отдельными выступающими абразивами.

Исследования П. П. Добровольского показали, что между качественными характеристиками древесной массы и количеством циклов нагружений на одно волокно существует определенная взаимосвязь (рис. 2.2 и 2.3). С увеличением числа циклов нагружений, предшествующих отделению волокон, возрастают качественные показатели древесной массы, увеличивается разрывная длина отливок и градус помола. Число циклов, необ-

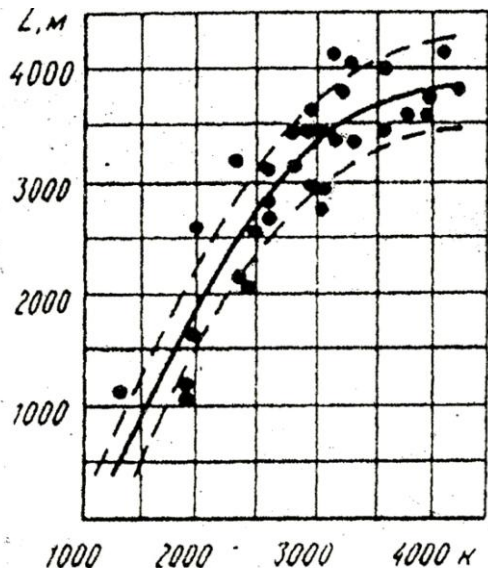


Рис. 2.2. Зависимость разрывной длины  $L$  отливок древесной массы от числа циклов нагружений  $K$

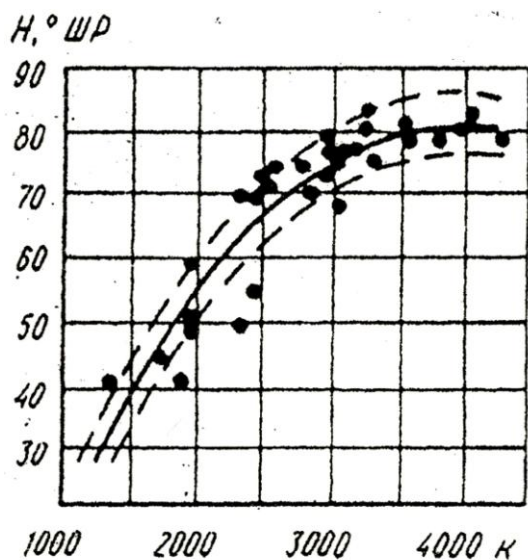


Рис. 2.3. Зависимость степени помола древесной массы  $H$  (о ШР) от числа циклов нагружений  $K$

ходимое для отделения волокон зависит от влажности и температуры в зоне дефибрирования. Повышение влажности и температуры способствует пластификации лигнина и снижению модуля упругости древесины, в результате волокна могут выдержать большее количество нагружений без их повреждения, что способствует лучшей разработке волокон и повышению качественных показателей древесной массы. Количество циклов связано со скоростью подачи балансов к камню (производительностью дефибрера), которая должна быть согласована с окружной скоростью вращения камня. Увеличение подачи (производительности) требует одновременного увеличения окружной скорости камня. Отделившиеся волокна заполняют пространства между абразивами и канавками (углубления на поверхности камня, образующиеся при его насечке) и выносятся поверхностью из зоны дефибрирования. Часть волокон при прохождении зоны дефибрирования дополнительно

обрабатывается под действием трения в этой зоне. Дополнительному дефибрированию подвергаются волокна, вторично попавшие в зону дефибрирования из-за недостаточной очистки поверхности камня. В ряде случаев это явление нежелательно, так как ведет к излишнему укорочению волокон, снижению производительности и повышению удельных затрат энер-



гии. При современном методе дефибрирования (безванное дефибрирование) особое внимание уделяется хорошей очистке поверхности дефибрерного камня от отделившихся волокон, что обеспечивает лучшие результаты работы дефибрера.

Из описания процесса видно, что на древесину оказывается термомеханическое воздействие, поэтому дефибрер является не только машиной, характеризующейся механическим воздействием на материал, но одновременно и аппаратом.

## **2.5. Геометрия поверхности дефибрерного камня**

Геометрия поверхности дефибрерного камня оказывает существенное влияние на производительность дефибрера, свойства получаемой древесной массы и удельные затраты энергии. Для количественного описания поверхности де-фибрерного камня используются математические зависимости, предложенные П. П. Добровольским. Геометрия поверхности дефибрерного камня зависит от насечки, размеров и формы абразивных зерен, распределения их на поверхности и по радиусу камня.

### **2.5.1. Насечка поверхности камня**

В процессе работы абразивные зерна выкрашиваются, притупляются, поверхность камня забивается мелким волокном, смолой и становится гладкой. Это ведет к резкому снижению производительности дефибрера, увеличению удельных затрат энергии и ужирнению получаемой массы. Для очистки поверхности и возобновления слоя абразивов камень периодически насекается специальным инструментом – шарошкой. Канавки, получаемые при насечке, также служат для предохранения отделившихся волокон от повторного дефибрирования и чрезмерного измельчения.

Шарошка представляет собой стальной цилиндр, на поверхности которого нанесены рабочие зубья. В зависимости от формы рабочей поверхности различают спиральные и пирамидальные шарошки. Спиральные шарошки имеют спиральный зуб, пирамидальные – выступы четырехгранной формы с углом заточки  $45^0$ . Наибольшее распространение в отечественной практике получили спиральные шарошки. Имеются так называемые щеточные шарошки, которые применяются для периодической очистки поверхности камня от засмаливания и забивания мелким волокном.

Шарошки различаются по номерам или модулям. Номер шарошки соответствует количеству шагов между спиралями (выступами) на длине в один дюйм (25,4 мм). У спиральных шарошек различают нормальный номер  $N_n$  и торцевой номер  $N_s$ . Если шаг выразить в мм, то:

$$N_n = \frac{25,4}{S_n}, \quad (2.2)$$

$$N_s = \frac{25,4}{S_s}, \quad (2.3)$$

где  $S_n$  и  $S_s$  – соответственно нормальный и торцевой шаги шарошки. Отношение торцевого номера к нормальному соответствует косинусу угла наклона зубьев (рис. 2.4):

$$\frac{N_s}{N_n} = \frac{S_n}{S_s} = \cos \alpha. \quad (2.4)$$

Нормальный модуль шарошки может быть получен из выражения:

$$m_n = \frac{D \cdot \cos \alpha}{z}, \quad (2.5)$$

где  $D$  – средний (по зубьям) диаметр шарошки;

$\alpha$  – угол наклона зубьев;

$z$  – число зубьев.

Между модулем и номером шарошки имеется простая зависимость

$$m_n = \frac{8}{N_n}. \quad (2.6)$$

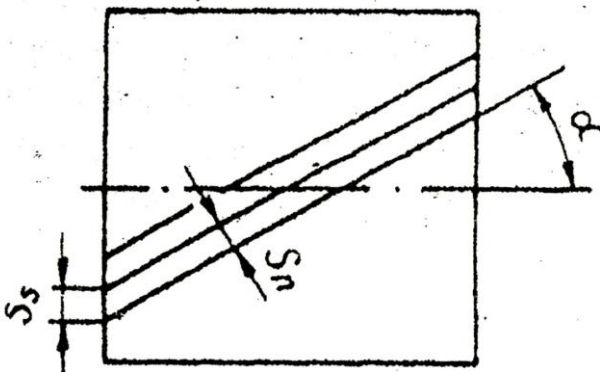


Рис. 2.4. Расположение зубьев на поверхности шарошки

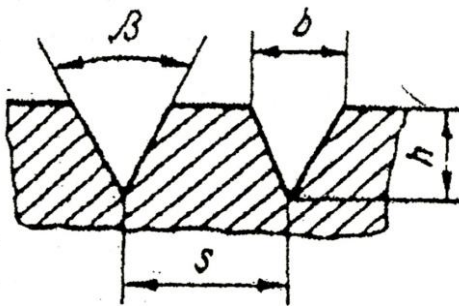


Рис. 2.5. Конфигурация поверхности дефибрного камня после насечки

При насечке спиральной шарошкой на поверхности камня образуются спиральные канавки (рис. 2.5). Принимая для спиральной шарошки угол при вершине зуба  $\beta = 45^\circ$ , находим ширину канавки:

$$v = 2htg \frac{\beta}{2} = 0,83h, \text{ см}, \quad (2.7)$$

где  $h$  – глубина насечки, см.

Количество таких канавок на одном см длины и направлении нормальном к зубьям

$$j = \frac{10}{S_n} = 0,393N_n. \quad (2.8)$$

Поверхность канавок на  $1 \text{ см}^2$  поверхности камня

$$A_k = jv = 0,326hN_n, \text{ см}^2. \quad (2.9)$$

Поверхность камня, занятая канавками, фактически не участвует в дефибрировании, в связи с этим вводится понятие об эффективной поверхности камня  $A_э$ . Эффективная поверхность на 1 см<sup>2</sup> поверхности камня:

$$A_э = 1 - 0,326hN_n, \text{ см}^2. \quad (2.10)$$

Для пирамидальной шарошки площадь одного отпечатка:

$$A = 0,83^2 h^2, \text{ см}^2. \quad (2.11)$$

Суммарная площадь отпечатков на 1 см<sup>2</sup> поверхности камня:

$$A_k = 0,106h^2 N_n^2, \text{ см}^2. \quad (2.12)$$

Эффективная поверхность камня:

$$A_э = 1 - 0,106h^2 N_n^2, \text{ см}^2. \quad (2.13)$$

При современном методе дефибрирования (безванное дефибрирование) при-меняют малую глубину насечки (0,15 ÷ 0,20 мм). В этом случае назначение насечки сводится к удалению поверхностного слоя затупленных абразивных зерен.

### 2.5.2. Количество абразивных зерен на поверхности камня

В первом приближении можно принять, что абразивы рабочего слоя имеют одинаковые размеры и близки по форме к шару с диаметром  $d_3$  (рис. 2.6). Для кварцево-цементных камней при существующих соотношениях цемента, песка и воды среднее расстояние между абразивами:

$$t = (1,08 + 1,11)d_3, \text{ см}, \quad (2.14)$$

где  $d_3$  – средний диаметр абразивов, см. Отсюда можно определить количество зерен на 1 см<sup>2</sup> поверхности камня:

$$i = \frac{1}{t^2} = \frac{0,82}{d_3^2}, \frac{1}{\text{см}^2}. \quad (2.15)$$

Так как дефибрирование происходит на эффективной поверхности дефибрерного камня, количество абразивных

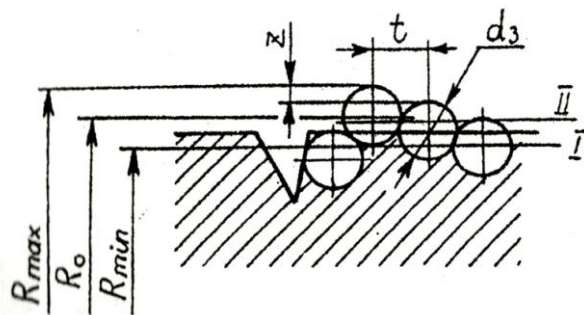


Рис. 2.6. Схема распределения абразивных зерен в камне

зерен в рабочей зоне для спиральной шарошки:

$$i_p = iA_э = \frac{0,82}{d_3^2} (1 - 0,326hN_n), \frac{1}{\text{см}^2}, \quad (2.16)$$

для пирамидальной:

$$i_p = \frac{0,82}{d_3^2} \left(1 - 0,106hN_n^2\right) \frac{1}{\text{см}^2}. \quad (2.17)$$

Абразивные зерна выступают над поверхностью камня на разную величину. Рассмотрим слой абразивов на поверхности камня, по толщине равный диаметру абразивного зерна  $d_3$  (рис.2.6). Этот слой располагается между радиусами  $R_{max} - R_{min}$ , т. е.

$$R_{max} - R_{min} = d_3. \quad (2.18)$$

Если провести плоскости I, II и т. д., нормальные радиусу (рис. 2.6), и подсчитать количество абразивных зерен, касающихся каждой плоскости, то окажется, что распределение зерен по высоте подчиняется нормальному закону распределения (рис. 2.7), описываемому формулой Лапласа-Гаусса:

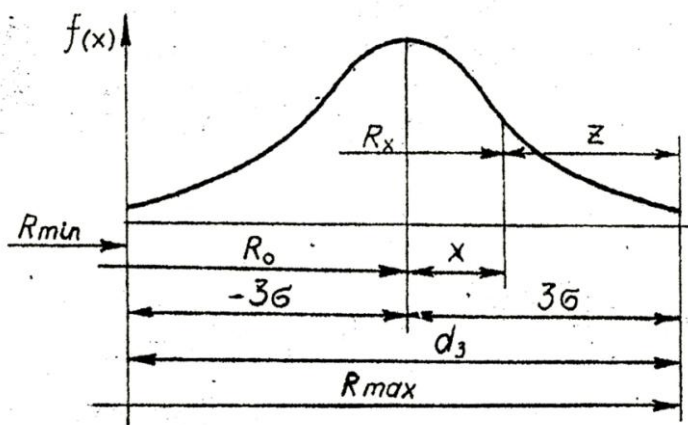


Рис. 2.7. Характер распределения абразивных зерен по радиусу камня

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}, \quad (2.19)$$

где  $f(x)$  — функция, характеризующая относительное содержание абразивных зерен на данном радиусе;

$x$  — расстояние от центра распределения до текущего значения на оси абсцисс;

$\sigma$  — среднее квадратичное отклонение распределения зерен абразива

Из рис. 2.7 видно, что

$$R_{max} = R_0 + 3\sigma, \quad (2.20)$$

$$R_{min} = R_0 - 3\sigma, \quad (2.21)$$

где  $R_0$  — радиус середины слоя зерен. Среднее квадратичное отклонение с учетом (2.18) составляет:

$$\sigma = \frac{d_3}{6}. \quad (2.22)$$

Общее количество абразивных зерен на  $1 \text{ см}^2$  эффективной поверхности камня может быть выражено в виде:

$$i_p F(x) = i_p \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) dx = i_p, \quad (2.23)$$

где 
$$F(x) = i_p \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) dx = 1$$

Используя выражение (2.23), можно определить содержание абразивных зерен на любом радиусе  $R$ .

При дефибрировании происходит внедрение абразивных зерен в древесину на глубину  $Z$ , зависящую от усилия прижима. Величина  $Z$  представляет собой расстояние от  $R_{max}$  до текущего значения радиуса  $R_x$ . Величина  $X$  может быть выражена через  $Z$  следующим образом:

$$X = R_{max} - R_0 - Z \quad (2.24)$$

$$R_{max} - R_0 = 3\sigma = r, \quad (2.25)$$

отсюда

$$X = r \left( 1 - \frac{Z}{r} \right). \quad (2.26)$$

Отношение  $\frac{Z}{r}$  представляет собой относительное внедрение абразивов в древесину.

Количество абразивных зерен на эффективной поверхности камня в слое глубиной  $Z$ , т. е. количество зерен, внедренных в древесину,

$$i_Z = i_p \int_X^{3\sigma} f(x) dx, \quad (2.27)$$

или

$$i_Z = i_p \left[ F(3) - F\left( 1 - \frac{Z}{r} \right) \right], \quad (2.28)$$

где  $f(x)$  – табличное значение функции.

### 2.5.3. Проекция поверхности контакта абразивных зерен с древесиной

В процессе дефибрирования абразивные зерна внедряются в древесину на величину  $Z$  (рис. 2.8). Если рассматривать абразивы в виде шаров радиуса  $r$ , то контакт единичного зерна с древесиной происходит по поверхности шарового сегмента, тангенциальная (касательная) проекция которого  $A'_\tau$  представляет собой круг с радиусом  $r \sin\varphi$ , а радиальная  $A'_r$  – сегмент радиусом  $r$  и высотой  $Z$ . Площадь тангенциальной проекции:

$$A'_\tau = \pi r^2 \sin^2 \varphi, \quad (2.29)$$

так как

$$\cos \varphi = 1 - \frac{Z}{r} = X, \quad (2.30)$$

$$A'_\tau = \pi r^2 (1 - x^2). \quad (2.31)$$

При бесконечно малом значении перемещения  $dZ$  приращение площади:

$$dA'_\tau = \pi r^2 d(1 - x^2). \quad (2.32)$$

Количество абразивных зерен, внедряемых в древесину до глубины  $Z$ , определяется на основании выражений (2.27) и (2.28). В пределах  $1 \text{ см}^2$  поверхности камня общая удельная площадь тангенциальных проекций контакта абразивных зерен с древесиной

$$A_{\tau_0} = \int_0^Z i_Z dA_\tau, \frac{\text{см}^2}{\text{см}^2}. \quad (2.33)$$

Радиальная проекция поверхности контакта абразивного зерна с древесиной может быть выражена уравнением:

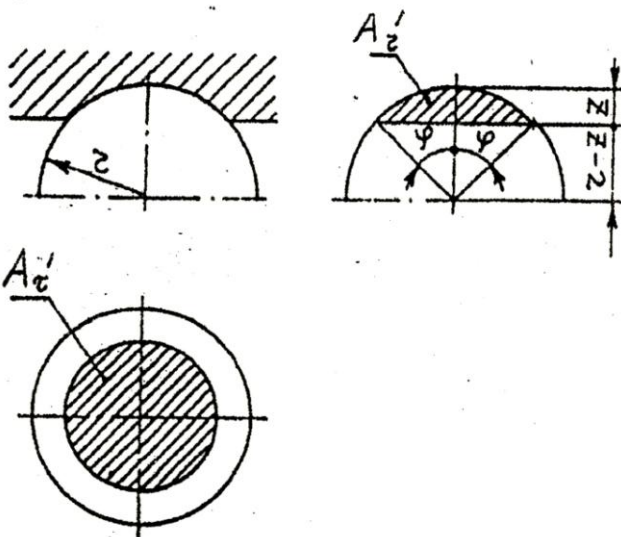


Рис. 2.8. Проекция поверхности контакта абразивного зерна с древесиной

$$A'_r = r^2 \left[ \varphi - \left(1 - \frac{Z}{r}\right) \sin \varphi \right], \quad (2.34)$$

где  $1 - \frac{Z}{r} = \cos \varphi$ .

Подставляя значение  $\cos \varphi$  в (2.34), получим

$$A'_r = r^2 (\varphi - \sin \varphi \cos \varphi). \quad (2.35)$$

Бесконечно малому приращению глубины внедрения  $dZ$  соответствует приращение угла  $d\varphi$ .

Так как  $\cos \varphi = 1 - \frac{Z}{r} = X$  и  $\varphi = \arccos \varphi$ ,

$$d\varphi = -\frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}. \quad (2.36)$$

Тогда

$$dA = -2r^2 \sqrt{1-x^2} dx. \quad (2.37)$$

В пределах  $1 \text{ см}^2$  поверхности камня общая удельная площадь радиальных проекций контакта абразивных зерен с древесиной:

$$A_{r_0} = \int_0^Z i_z dF_r, \frac{см^2}{см^2}. \quad (2.38)$$

Если предположить, что давление  $p$  балансов распределяется равномерно по всей поверхности шаровых сегментов слоя  $Z$ , то отношение удельной тангенциальной силы  $F_{T_0} = A_{r_0} p$  к удельной нормальной силе  $F_{H_0} = A_{\tau_0} p$  дает значение коэффициента сопротивления дефибрированию:

$$\mu' = \frac{F_{T_0}}{F_{H_0}} = \frac{A_{r_0} P}{A_{\tau_0} P} = \frac{A_{r_0}}{A_{\tau_0}}. \quad (2.39)$$

Из выражения (2.39) видно, что соотношение радиальной и тангенциальной проекций дает значение коэффициента сопротивления дефибрированию. Изменение коэффициента  $\mu$  в зависимости от относительного внедрения  $\frac{Z}{r}$  подчиняется прямолинейной зависимости и хорошо описывается выражением

$$\mu = 0,06 + \frac{Z}{r}. \quad (2.40)$$

Сопоставление значений коэффициентов, полученных из выражения (2.40) с экспериментальными, показывает хорошую сходимость и подтверждает достоверность принятой модели геометрии поверхности камня.

Для технических расчетов удобно пользоваться готовыми значениями, полученными на основании вычислений зависимостей (2.33), (2.38) и (2.39). Результаты вычисления величин  $A_{r_0}$ ,  $A_{\tau_0}$  и  $\mu'$  в зависимости от относительной глубины внедрения абразивных зерен в древесину приведены в табл.2.2.

Таблица 2.2 – Относительные величины проекций поверхности контакта абразивных зерен с древесиной и их соотношение в зависимости от  $\frac{Z}{r}$

$\frac{Z}{r}$	Относительная проекция		$\mu' = \frac{A_{r_0}}{A_{\tau_0}}$
	радиальная $\frac{A_{r_0}}{r^2 i_p}$	тангенциальная $\frac{A_{\tau_0}}{r^2 l_p}$	
0,067	0,00029	0,00245	0,118
0,133	0,00086	0,00636	0,135
0,200	0,00226	0,01254	0,180
0,267	0,00472	0,02167	0,218
0,338	0,00879	0,03458	0,254
0,400	0,01558	0,05201	0,299
0,467	0,02578	0,07622	0,338
0,500	0,03200	0,08770	0,367
0,533	0,04030	0,10139	0,397

Абсолютная величина  $A_{r_0}$  или  $A_{\tau_0}$  может быть получена из табл. 2.2 в зависимости от относительной глубины внедрения  $\frac{Z}{r}$  с учетом параметров насечки камня. Например, значение  $A_{r_0}$  с использованием табличной величины

$\frac{A_{r_0}}{r^2 i_p}$  и зависимости (2.16) составит:

$$A_{r_0} = \left( \frac{A_{r_0}}{r^2 i_p} \right) r^2 i_p = \left( \frac{A_{r_0}}{r^2 i_p} \right) \cdot 0,205(1 - 0,326hN_n), \frac{см^2}{см^2}. \quad (2.41)$$

## 2.6. Проектирование и расчет дефибреров

### 2.6.1. Усилия в шахте дефибрера

*Окружное и нормальное усилия*

Исходным параметром для определения усилий в дефибрере является эффективная мощность, т. е. мощность в зоне дефибрирования  $P_{эф}$ . Окружное усилие в зоне дефибрирования:

$$F_T = \frac{10^3 P_{эф}}{V} = \frac{10^3 \cdot 60 P_{эф}}{\pi D n}, \text{ Н}, \quad (2.42)$$

где  $P_{эф}$  – эффективная мощность в зоне дефибрирования, кВт;



$V$  – окружная скорость поверхности камня, м/с;

$D$  – диаметр камня, м;

$n$  – частота вращения камня, мин<sup>-1</sup>.

Нормальное усилие в зоне дефибрирования:

$$F_H = \frac{F_T}{\mu} = \frac{10^3 P_{\text{эф}}}{\mu V}, \text{ Н}, \quad (2.43)$$

где  $\mu$  – экспериментальное значение коэффициента трения в зоне дефибрирования.

В процессе работы происходит износ камня и его диаметр уменьшается. Вследствие этого окружное и нормальное усилия возрастают. Диаметр изношенного камня  $D_u$  определяется из выражения:

$$D_u = D_n - 2h_k, \quad (2.44)$$

где  $D_n$  – диаметр нового камня;

$h_k$  – толщина рабочего слоя камня.

### Распределение усилий в шахте прессового дефибрера

Процесс дефибрирования зависит от усилия прижима балансов к камню. Усилие прижима действует нормально поперечному сечению шахты и обеспечивается работой прижимного механизма, в данном случае – гидравлического пресса. Для создания необходимого усилия прижима у поверхности камня  $F_{\text{эф}}$  (рис. 2.9) механизм прижима должен дополнительно преодолеть сопротивление,

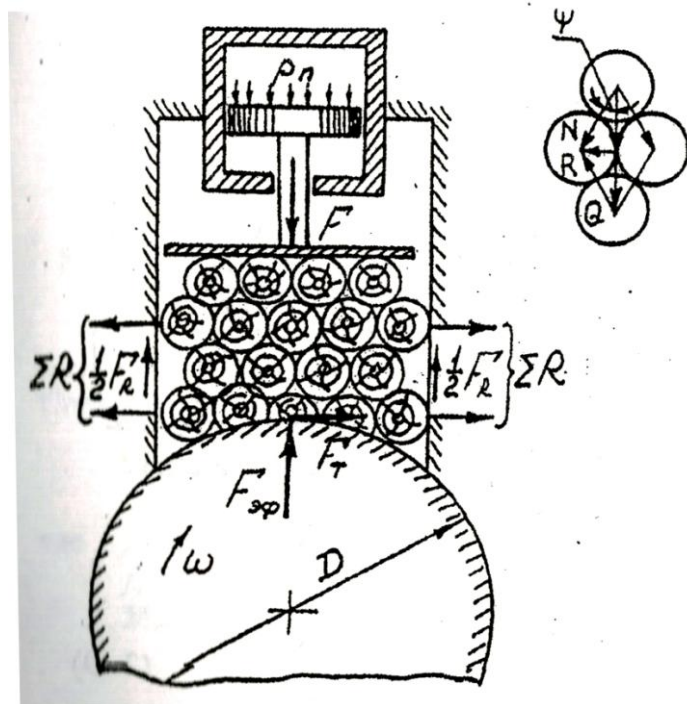


Рис. 2.9. Схема усилий в шахте прессового дефибрера

где  $B$  – ширина шахты;

$d$  – средний диаметр балансов.

обусловленные силами трения балансов о стенки шахты, т. е.

$$F = F_{\text{эф}} + 2F_R, \quad (2.45)$$

где  $F$  – усилие, развиваемое гидравлическим прессом;

$F_R$  – сила трения, возникающая в результате действия распорного усилия  $R$ .

При определении распорного усилия приняты следующие допущения: диаметр балансов одинаков и кратен ширине шахты, укладка балансов упорядоченная.

Число балансов в верхнем ряду:

$$Z = \frac{B}{d} - 1, \quad (2.46)$$

Число рядов определяется из следующего выражения:

$$n = \frac{H}{2h_1}, \quad (2.47)$$

где  $H$  – высота шахты;  
 $h_1 = d \cos \Psi$ .

Анализ распределения усилий в шахте прессового дефибрера [3] позволяет получить зависимость, устанавливающую соотношение между  $F$  и  $F_{\text{эф}}$  в виде:

$$F_{\text{эф}} = F \left( 1 - 2 \operatorname{tg} \Psi \mu_1 \frac{1}{Z} \right)^{\frac{H}{2d \cos \Psi}} \quad (2.48)$$

Для смоченной поверхности направляющих шахты коэффициент трения балансов можно принять  $\mu_1 = 0,25$ . Угол  $\Psi$  при одинаковых диаметрах балансов равняется  $30^\circ$ . При принятых значениях  $\mu_1$  и  $\Psi$  определены соотношения между  $F_{\text{эф}}$  и  $F$  для различных отношений высоты и ширины шахты к диаметру баланса (табл. 2.3).

Таблица 2.3 – Соотношения между  $F_{\text{эф}}$  и  $F$

Число рядов по высоте шахты $n_1 = \frac{H}{2d \cos \Psi}$	Число балансов в ряду $z = \frac{H}{d}$		
	3	4	5
	$F_{\text{эф}} / F$		
0	1,0	1,0	1,0
2	0,90	0,92	0,94
4	0,81	0,85	0,88
6	0,73	0,79	0,83
8	0,66	0,72	0,79

Таким образом, эффективное усилие изменяется в зависимости от положения башмака, прижимающего балансы к камню (т. е. в зависимости от числа рядов), в некоторых случаях на 20-30%. Общее распорное усилие  $\Sigma R$ , действующее на стенки шахты,

$$\Sigma R = \frac{F_R}{2\mu_1} = \frac{F - F_{\text{эф}}}{2\mu_1} = \frac{F \left( 1 - \frac{F_{\text{эф}}}{F} \right)}{2\mu_1} \quad (2.49)$$

*Усилие подачи и мощность привода механизма  
подачи в цепном дефибрере*

В цепном дефибрере ведущие звездочки создают натяжение цепей  $F_u$ , обеспечивающее необходимое усилие прижима балансов к камню  $F_{\text{эф}}$  и преодоление сил трения  $F_{\text{ТР}}$  катков цепей по боковым направляющим шахты (рис. 2.10):

$$F_u = F + F_{\text{ТР}} - G, \quad (2.50)$$

где  $F_{\text{ТР}}$  – сила трения, обусловленная действием распорного усилия  $\Sigma R$  со стороны балансов на цепи и шахту;

$G$  – вес балансов, находящихся в шахте.

Вес балансов – незначительная величина по сравнению с величиной усилия прижима и силой трения, поэтому им можно пренебречь и представить

выражение (2.50) в виде:

$$F_u = F_{\text{эф}} + F_{\text{ТР}}, \quad (2.51)$$

Теоретическое определение распорного усилия и силы трения представляет значительную сложность и не дает достаточно точных результатов, поэтому можно воспользоваться данными прямого измерения усилия прижима балансов и натяжения цепей, выполненного В. В. Гореловым на дефибрере 2В-Европа. Было обнаружено, что натяжение цепей  $F_u$  при диаметре балансов  $180 \div 250$  мм в  $3 \div 4$  раза больше усилия прижима балансов камню. В этом случае сила трения цепи по боковым направляющим:

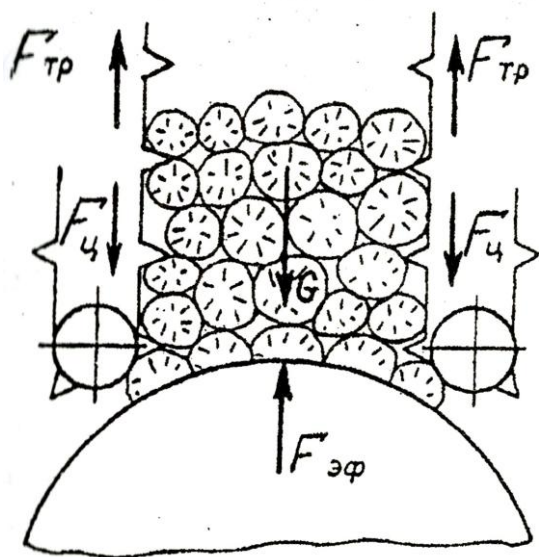


Рис. 2.10. Схема усилий в шахте цепного дефибрера

$$F_{\text{ТР}} = F_u - F_{\text{эф}} \cong (3 \div 4) F_{\text{эф}} - F_{\text{эф}} = (2 \div 3) F_{\text{эф}}. \quad (2.52)$$

$F_{\text{эф}}$ . Соответствующее распорное усилие:

$$\Sigma R = \frac{F_{\text{ТР}}}{f_1} \cong (2 \div 3) \frac{F_{\text{эф}}}{f_1}, \quad (2.53)$$

где  $f$  – приведенный коэффициент трения катков по направляющим шахты,  $f_1 = 0,10 \div 0,15$ .

Мощность электродвигателя привода цепей:

$$P_{\text{эд}} = \frac{F_u V_u}{\eta_1 \eta_2} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (2.54)$$

где  $V_u$  – скорость подачи балансов к камню, м/с;

$\eta_1$  – КПД привода цепей,  $\eta_1 = 0,4$ ;

$\eta_2$  – КПД электродвигателя механизма подачи цепей;

$F_u$  – натяжение цепи, Н.

Скорость подачи цепей может быть определена по формуле:

$$V_u = \frac{Q \cdot 10^3}{24 \cdot 3600 B l_6 \hat{E}}, \text{ м/с}, \quad (2.55)$$

где  $Q$  – производительность дефибрера, т.в.с./сут;  
 $B, l_6$  – ширина шахты и длина балансов, м;  
 $K$  – выход воздушно-сухой массы из 1 скл. м<sup>3</sup> балансов, кг;  
(для еловой древесины  $K = 306$  кг в.с./скл.м<sup>3</sup>).

### 2.6.2. Напряжения в зоне дефибрирования

У поверхности камня, расположенного нормально к поперечному сечению шахты, действует эффективное усилие давления  $F_{эф}$ . Величина удельного давления, действующего нормально к поперечному сечению шахты находится из выражения:

$$\rho = \frac{F_{эф}}{A}, \quad (2.56)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения шахты;  
 $F_{эф}$  – усилие давления, нормальное к сечению шахты.

$$A = B l_6, \quad (2.57)$$

( $B$  – ширина шахты;  
 $l_6$  – длина дефибрируемых балансов).

Рассмотрим на поверхности камня элемент на длине дуги в 1 см и длиной вдоль оси камня 1 см (рис 2.11). На рисунке показаны размеры рассматриваемого клина, которые по вертикали и горизонтали соответственно равны:

$$A_1 = 1 \cdot \cos \varphi, \text{ см}^2, \quad (2.58)$$

$$A_2 = 1 \cdot \sin \varphi, \text{ см}^2. \quad (2.59)$$

На рассматриваемый элемент древесины со стороны камня действует нормальное давление  $\rho_n$  и удельная сила трения на поверхности камня  $\rho_\tau$ . Со стороны древесины действует вертикальная сила, равная произведению давления в шахте на величину горизонтальной площадки  $\rho \sin \varphi$ .

Проектируя действующие силы на вертикальную ось, получим:

$$-\rho \sin \varphi + \rho_n \sin \varphi + \rho_\tau \cos \varphi = 0, \quad (2.60)$$

$$\rho_\tau = \mu \rho_n, \quad (2.61)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в зоне дефибрирования.

Подставляя (2.61) в (2.60), после преобразований получим:

$$\rho_n = \frac{\rho}{1 + \mu \operatorname{ctg} \varphi}. \quad (2.62)$$

Среднее нормальное давление балансов на камень можно получить из выражения:

$$\rho_{нсп} = \frac{\rho}{\varphi_2 - \varphi_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{1 + \mu \operatorname{ctg} \varphi}. \quad (2.63)$$

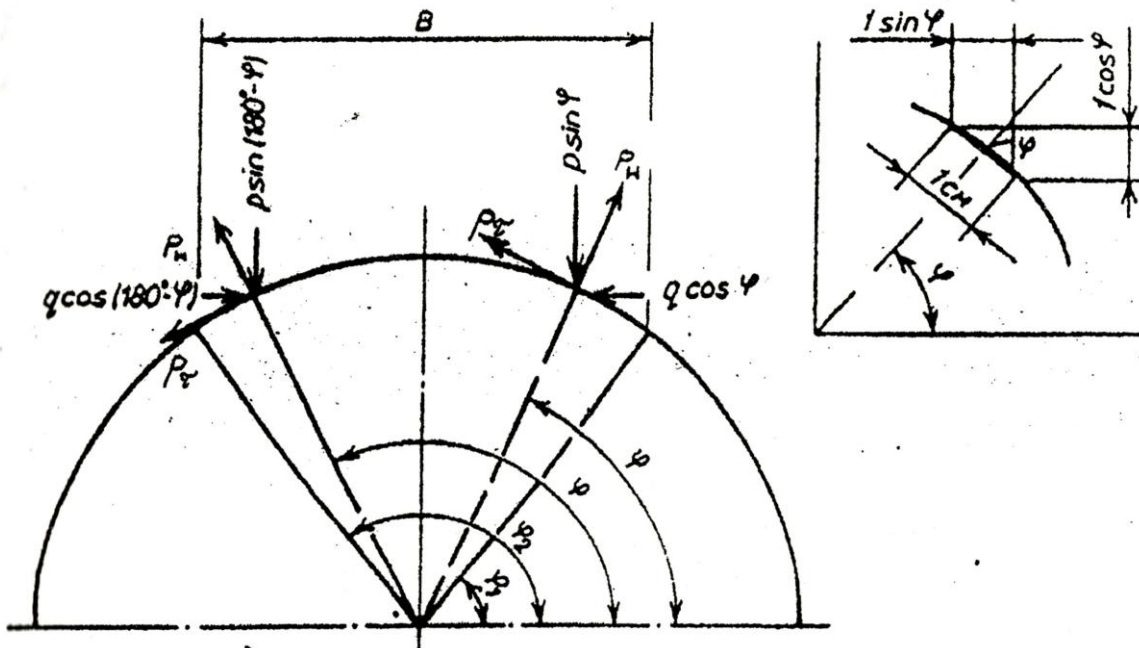


Рис. 2.11. Схема действия напряжений на поверхности дефибрерного камня

Полученная зависимость нормального удельного давления на поверхности камня справедлива при постоянном значении удельного давления по ширине шахты. Фактически удельное давление по ширине шахты изменяется, что видно из следующего: секундный съем древесной массы с  $1 \text{ см}^2$  поверхности дефибрирования  $q_\varphi$  пропорционален нормальному удельному давлению на камень  $\rho_n$ , т. е.

$$q_\varphi = C \rho_n = C \frac{\rho}{1 + \mu \operatorname{ctg} \varphi}, \quad (2.64)$$

где  $C$  – коэффициент пропорциональности.

Съем древесной массы с  $1 \text{ см}^2$  горизонтального поперечного сечения шахты

$$q_z = \frac{q_\varphi}{\sin \varphi} = \frac{C \rho}{\sin \varphi + \mu \cos \varphi}, \quad (2.65)$$

С другой стороны,  $q_z$  определяется скоростью подачи балансов:

$$\frac{q_z}{K \gamma} = V_\delta, \quad (2.66)$$

где  $\gamma$  – объемный вес древесины;

$K$  – коэффициент плотности укладки балансов в шахте;

$V_\delta$  – скорость подачи балансов к камню.

Или

$$q_2 = K\gamma W_{\delta} . \quad (2.67)$$

Приравнивая выражения (2.65) и (2.67), получим:

$$V_{\delta} = \frac{C_1 \rho}{\sin \varphi + \mu \cos \varphi} , \quad (2.68)$$

где

$$C_1 = \frac{C}{K\gamma} .$$

При постоянстве скорости подачи балансов и переменном знаменателе в формуле (2.68) должна изменяться величина удельного давления по ширине шахты, т. е.

$$\rho = \frac{1}{C_1} V_{\delta} (\sin \varphi + \mu \cos \varphi) . \quad (2.69)$$

Это обеспечивается разной величиной сжатия балансов по ширине шахты. В результате может происходить отставание одной части балансов от другой. Такие явления происходят в цепных дефибрерах.

Фактическое контактное напряжение в зоне дефибрирования определяется площадью контакта древесины с абразивными зернами и находится из выражения

$$\sigma_{\kappa} = \frac{\rho_H}{A_{r_0}} . \quad (2.70)$$

При перемещении абразивных зерен относительно древесины возникает сопротивление дефибрированию  $K_{\delta}$ , равное касательному напряжению в зоне контакта зерен с древесиной в пересчете на  $1 \text{ см}^2$  радиальной проекции площади контакта:

$$K_{\delta} = \frac{p_{\tau}}{A_{r_0}} , \quad (2.71)$$

где  $p_{\tau}$  – удельное тангенциальное усилие (удельная сила трения) в зоне дефибрирования,  $\text{Н/м}^2$ ,

Величина  $K_{\delta}$  определяется прочностными свойствами древесины и зависит от температуры в зоне дефибрирования. В летний период при более высокой температуре  $K_{\delta} = (900 - 950)10^4 \text{ Н/м}^2$ , в зимний период  $K_{\delta} = (1010 - 1060)10^4 \text{ Н/м}^2$ .

### 2.6.3. Определение мощности привода дефибрерного камня

Эффективная мощность расходуется на преодоление сопротивления относительно перемещению абразивов в зоне дефибрирования. С учетом геометрии поверхности камня эффективная мощность

$$P_{эф} = 0,9 \cdot 10^{-3} K_{\partial} A_{r_0} V_{\kappa} l_{\delta} m D_{\kappa} \arcsin \frac{B}{D}, \text{ кВт}, \quad (2.72)$$

где  $0,9$  – коэффициент, учитывающий использование поверхности камня (зависит от плотности укладки балансов в шахте);

$K_{\partial}$  – сопротивление дефибрированию, Н/м<sup>2</sup>;

$A_{r_0}$  – удельная радиальная проекция площади контакта абразивных зерен с древесиной, см<sup>2</sup>/см<sup>2</sup>;

$V_{\kappa}$  – окружная скорость камня, м/с;

$l_{\delta}$  – длина балансов, м;

$m$  – число прессов;

$D_{\kappa}$  – диаметр камня, м;

$B$  – ширина шахты дефибрера, м;

$\arcsin \frac{B}{D}$  – дуга контакта балансов и камня, рад.

Эффективная мощность может быть найдена также с использованием величины удельных затрат энергии, затрачиваемой на производство древесной массы:

$$P_{эф} = \frac{QU}{24} \eta, \text{ кВт}, \quad (2.73)$$

где  $Q$  – суточная производительность дефибрера в тоннах воздушно-сухой древесной массы, т.в.с./сут.;

$U$  – удельный расход энергии, кВт · ч/т.в.с.;

$\eta$  – коэффициент, потерь мощности,

$$\eta = \eta_{\text{деф.}} \cdot \eta_{\text{эд.}} \cdot \eta_{\text{л.п.}}, \quad (2.74)$$

$\eta_{\text{деф.}}$  – коэффициент, учитывающий потери в подшипниках вала дефибрерного камня и на трение камня о массу в ванне;

$\eta_{\text{эд.}}$  – коэффициент полезного действия электродвигателя;

$\eta_{\text{л.п.}}$  – коэффициент, учитывающий потери в линии передач от подстанции.

Удельные затраты энергии в зависимости от вида древесной массы составляют:

Белая древесная масса – 1100 - 1300 кВт · ч/т.в.с.

Удельный расход энергии зависит от состояния поверхности дефибрерного камня: при затупленном камне он повышается.

Мощность электродвигателя привода дефибрера определяется по формуле:

$$P_{эд} = \frac{P_{эф}}{\eta_{деф} \eta_{эд}} . \quad (2.75)$$

Для привода дефибрера обычно применяются синхронные электродвигатели. Частота вращения электродвигателя определяется в зависимости от окружной скорости камня:

$$n = \frac{60V_{\kappa}}{\pi D_{\kappa}} , \text{ мин}^{-1}, \quad (2.76)$$

где  $V_{\kappa}$  – окружная скорость камня, м/с;  
 $D_{\kappa}$  – диаметр камня, м.

Частота двигателя должна соответствовать стандартному (обычно 250, 275, 300 мин<sup>-1</sup>), определяемому из зависимости

$$n = \frac{60f}{2p} , \text{ мин}^{-1}; \quad (2.77)$$

где  $f$  – частота тока, Гц;  
 $p$  – число пар полюсов электродвигателя.

В зависимости от числа дефибреров, приводимых от одного электродвигателя, различают индивидуальный и сдвоенный приводы. Сдвоенный привод может быть последовательным (при последовательном соединении дефибреров с электродвигателем) и параллельным (дефибреры подсоединены к двигателю с двух сторон). В современной практике наибольшее применение имеют дефибреры с индивидуальным приводом.

#### 2.6.4. Определение производительности дефибрера

Исходной величиной для определения производительности дефибрера является удельный съём  $q$ . Удельный съём показывает количество древесной массы в граммах, снимаемое с 1 см<sup>2</sup> радиальной проекции поверхности контакта абразивных зерен камня с древесиной при перемещении точки поверхности камня на 1 см. При повышении температуры в зоне дефибрирования и, следовательно, удельного расхода энергии удельный съём уменьшается, что видно из эмпирической зависимости

$$q = \alpha - 1,75 \cdot 10^{-6} (U - 800) \frac{\rho}{\text{см}^2 \cdot \text{см}} , \quad (2.78)$$

где  $U$  – удельный расход энергии на дефибрирование, кВт · ч/т.в.с.;

$\alpha$  – опытный коэффициент, зависящий от условий дефибрирования. Для цепного дефибрера в зимних условиях  $\alpha = 0,00276$ ; для двухпрессового в зимних условиях  $\alpha = 0,0031$ , в летних –  $\alpha = 0,00285$ .

С учетом геометрии поверхности камня производительность дефибрера:

$$Q = 0,864 \cdot 10^5 q A_{\eta_0} V_{\kappa} l_{\sigma} m D_{\kappa} \arcsin \frac{B}{D} \frac{m.в.с.}{сут} , \quad (2.79)$$

где  $q$  – удельный съём,  $\frac{\rho}{\text{см}^2 \cdot \text{см}}$



Используя формулу (2.79), можно по заданной производительности определить необходимую длину балансов:

$$l_6 = \frac{Q}{0,864 \cdot 10^5 q A_{r_0} V_k D_k \arcsin \frac{B}{D}}, \text{ м.} \quad (2.80)$$

Размерности величин в формулах (2.79) и (2.80) такие же, как и в формуле (2.72).

Прессовый дефибрер является дефибрером периодического действия, поэтому в формуле производительности должна быть учтена периодичность работы. Производительность прессового дефибрера:

$$Q_{np} = Q K_\tau, \frac{\text{т.в.с.}}{\text{сут.}}, \quad (2.81)$$

где  $Q$  – производительность дефибрера при непрерывной работе,  $\frac{\text{т.в.с.}}{\text{сут.}}$ ;

$K_\tau$  – коэффициент использования рабочего времени,

$$K_\tau = \frac{\tau_p}{\tau_{загр} + \tau_p} \quad (2.82)$$

( $\tau_p$  – время рабочего хода башмака и плунжера дефибрера;

$\tau_{загр}$  – время обратного хода башмака и плунжера и время загрузки).

В современных дефибрерах время  $\tau_{загр}$  составляет порядка 25-30 с.

Коэффициент использования рабочего времени дефибрера близок к единице ( $K_\tau \cong 0,98$ ), поэтому при технических расчетах, учитывая округление длины баланса в большую сторону, этот коэффициент можно не учитывать и пользоваться формулой (2.79).

## 2.7. Особенности расчета элементов конструкции дефибреров

### 2.7.1. Определение осевого усилия на валу дефибрера

Осевое усилие на валу дефибрера возникает от усилия затяжки камня шайбами и в результате температурных деформаций дефибрерного камня и вала.

В пусковой период камень вначале вращается без прижима балансов. За 8-10 часов средняя температура камня достигает 28-30 °С. Подшипники вала за это время нагреваются при подшипниках скольжения до 60 °С и при подшипниках качения до 40 °С. Вал нагревается от подшипников и оказывается нагретым больше камня. В результате усилие предварительной затяжки шайб ослабевает и может произойти проворачивание на валу или проседание камня. Для предотвращения этого периодически на непродолжительное время необходимо повышать нагрузку на камень. При этом происходит подкручивание шайб. Такой режим длится 20-30 часов.

Усилие затяжки определяется мощностью (моментом сопротивления) в зоне дефибрирования и может быть определено из выражения:

$$F_3 = \frac{10^3 \cdot 30P_{эф}}{\pi n d_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \text{ Н}, \quad (2.83)$$

где  $P_{эф}$  – эффективная мощность в зоне дефибрирования, кВт;  
 $n$  – частота вращения дефибрерного камня, мин<sup>-1</sup>;  
 $d_{cp}$  – средний диаметр упорной резьбы на валу, м;  
 $\lambda$  – угол подъема резьбы;  
 $\rho$  – угол трения.

При установившемся режиме работы камень нагрет несколько больше вала. Разность температур для цепного дефибрера большой мощности достигает 30 °С. В результате на участке вала под камнем возникает термическое усилие  $F_t$ . Рассмотрение совместной температурной деформации вала и камня дает выражение для определения термического усилия в виде:

$$F_t = \frac{\alpha \Delta t l}{\frac{l}{E_{cm} A_v} + \frac{l}{E_{\sigma} A_k}}, \text{ Н}, \quad (2.84)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного термического расширения бетона,  
 $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ;

$\Delta t$  – разность температур между камнем и валом  $\Delta t \cong 30^\circ\text{C}$ ;

$l$  – длина вала на участке под камнем, м;

$E_{cm}$  – модуль упругости стали,  $E_{cm} = 2,2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;

$E_{\sigma}$  – модуль упругости бетона на сжатие, зависит от напряжения сжатия; при невысоком значении напряжений  $E_{\sigma} = 0,29 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;

$A_v$  – площадь сечения вала на участке под камнем,  $A_v = 0,25 \pi d_v^2$ , м<sup>2</sup>;

$d_v$  – диаметр вала на участке под камнем, м;

$A_k$  – площадь поперечного сечения камня;  $A_k = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - d_k^2)$ , м<sup>2</sup>

( $D_k$  и  $d_k$  – наружный и внутренний диаметры камня, м).

В наиболее неблагоприятном случае усилия от затяжки шайбами и термическое суммируются, то есть общее осевое усилие составляет:

$$F_o = F_3 + F_t. \quad (2.85)$$

Величина осевого усилия на современных дефибрерах может достигать значительных величин и должна учитываться при расчете и конструировании камня, вала, гаек и шайб дефибрера.

### 2.7.2. Расчет вала дефибрера на прочность

Расчетные схемы сил, действующих перпендикулярно оси вала (рис. 2.12), различаются для цепного и прессового дефибреров. В двухпрессовом дефибрере возможны три варианта приложения сил:

1. Работают оба пресса.
2. Работает первый по ходу вращения пресс, второй – на загрузке.
3. Работает второй по ходу вращения пресс, первый – на загрузке.

В первом случае общая мощность дефибрера расходуется на оба пресса. Поэтому в каждой зоне действует половина общих тангенциального и нормального усилий, определяемых выражениями (2.42) и (2.43). Во втором и третьем случаях при работе только одного пресса, вследствие действия автомата поддержания постоянной мощности электродвигателя, вся мощность дефибрера реализуется в одной рабочей зоне. Многоугольники сил, построенные для каждого из трех случаев, показывают, что наиболее тяжелый случай нагружения имеет место в варианте 2, который и принимается в качестве расчетного (рис. 2.12).

Эпюры изгибающего момента в вертикальной плоскости  $M_{u.v.}$ , в горизонтальной плоскости –  $M_{u.g.}$ , суммарного изгибающего момента  $M_{u.Σ}$ , крутящего момента  $T_{кр}$  и приведенного момента  $M_{np}$  показаны на рис. 2.13.

Предварительный диаметр вала можно определить из условия прочности при кручении:

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{16T_{кр}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{48 \cdot 10^3 P_{эф}}{n[\tau] \cdot \eta_{деф}}}, \text{ м}, \quad (2.86)$$

где  $P_{эф}$  – мощность в зоне дефибрирования, кВт;

$n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>;

$[\tau]$  – допускаемое касательное напряжение материала вала при кручении, Н/м<sup>2</sup>, для материала вала из стали 45, 40Х;

$[\tau] = 25 \cdot 10^6 \div 50 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.

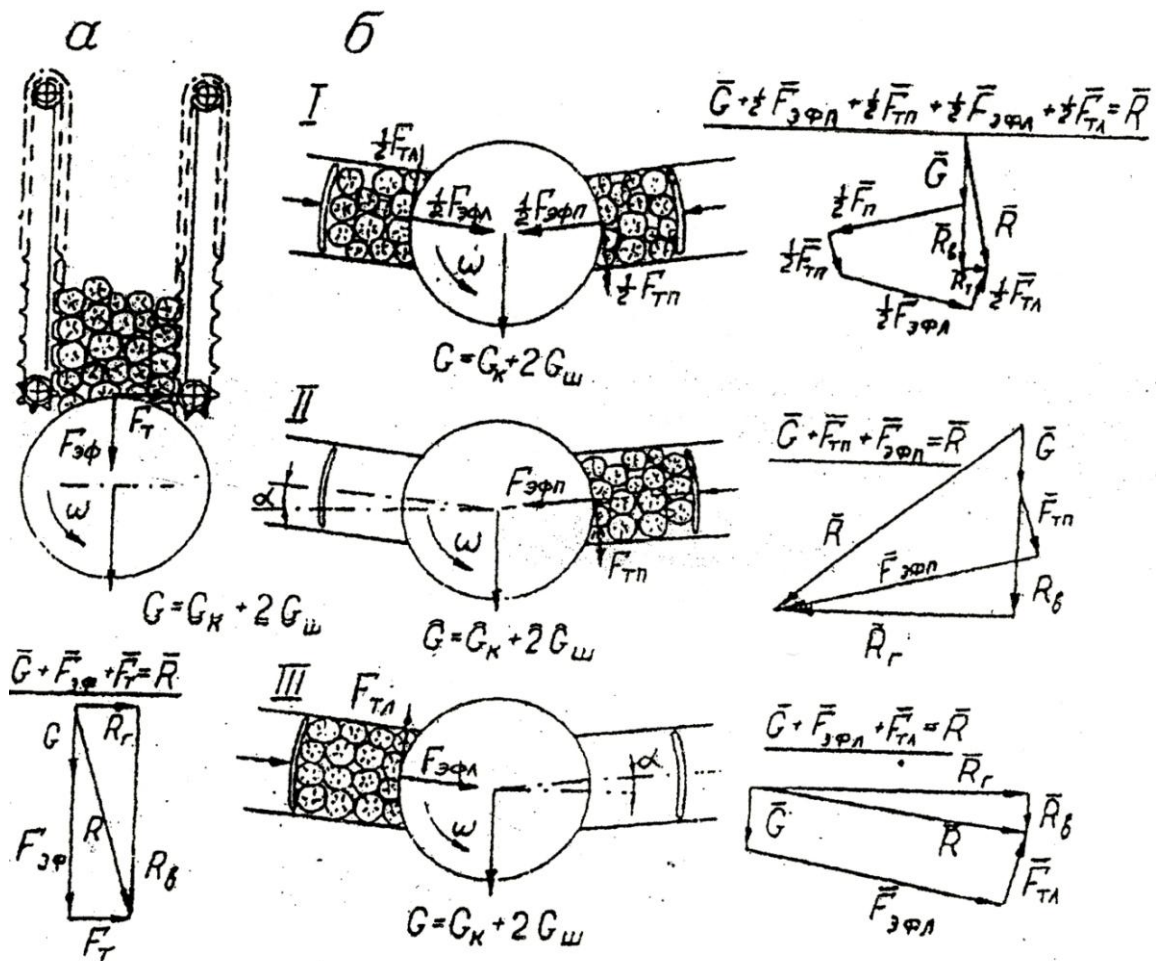


Рис. 2.12. Схемы сил, действующих:  
 а – в цепном дефибрере; б – в прессовом дефибрере

При построении эпюры крутящих моментов считаем, что мощность от вала к камню передается в равной степени через обе шайбы. Поэтому на участке вала под камнем будет действовать крутящий момент, равный половине эффективного крутящего момента.

Эпюра приведенных моментов  $M_{np}$  является исходной для проверки вала на прочность по условию

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{M_{np}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (2.87)$$

где  $W_z$  – осевой момент сопротивления вала в опасных сечениях.

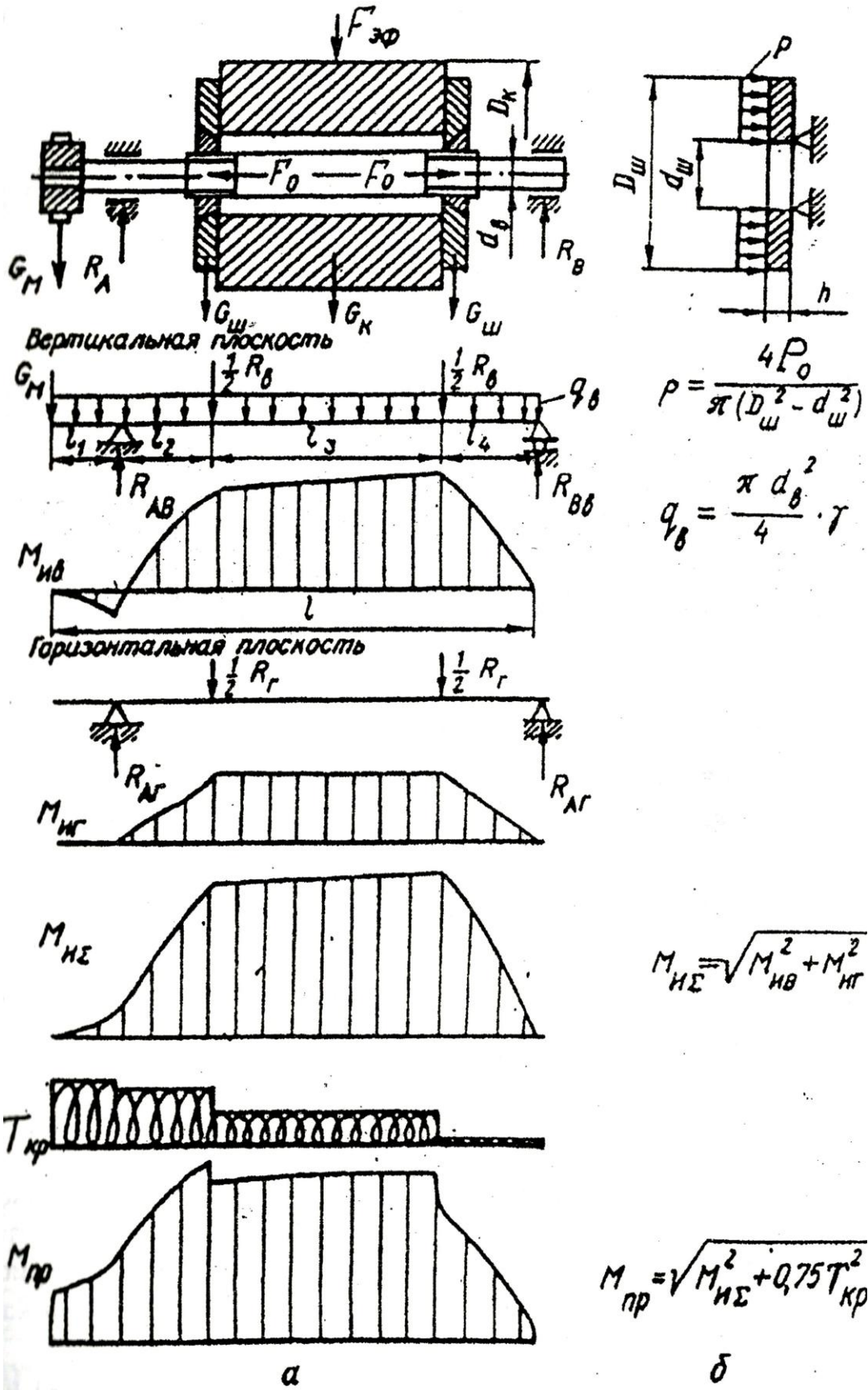


Рис. 2.13. Схемы сил и эпюры изгибающих ( $M_{\text{ив}}$ ,  $M_{\text{иэ}}$ ,  $M_{\text{иэ}}$ ), крутящих ( $T_{\text{кр}}$ ), приведенных ( $M_{\text{пр}}$ ) моментов, действующих: а – на вал дефибрера; б – расчетная схема для определения напряжений в шайбе

Следует учитывать, что на участке вала под камнем возникают напряжения растяжения, величина которых

$$\sigma_p = \frac{F_o}{A}, \quad (2.88)$$

где  $F_o$  – максимальное осевое усилие растяжения на валу (см. формулы (2.83), (2.84) и (2.85));

$A$  – площадь сечения участка вала под камнем, определяемая по внутреннему диаметру резьбы на валу.

Эквивалентные напряжения по четвертой теории прочности для этого участка вала с учетом напряжений растяжения, изгиба и кручения составляют:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{M_{\Sigma}}{W_z} + \frac{F_o}{A}\right)^2 + 3 \frac{M_{\text{кр}}^2}{W_{\rho}^2}} \leq [\sigma], \text{ Н/см}^2, \quad (2.89)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение,  $\text{Н/см}^2$ , для сталей 45, 40Х  $[\sigma] = 6500$  и  $7000 \text{ Н/см}^2$ .

Уточненный расчет вала проводится по коэффициентам запаса прочности по нормальным напряжениям  $S_{\sigma}$  (изгиб и растяжение), касательным напряжениям  $S_{\tau}$  (кручение) и общему запасу прочности  $S$ , величина которого:

$$S = \sqrt{\frac{S_{\sigma}^2 \cdot S_{\tau}^2}{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \leq [S]. \quad (2.90)$$

Коэффициенты запаса прочности  $S_{\sigma}$  и  $S_{\tau}$  рассчитываются по отношению к пределам выносливости  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$ .

### 2.7.3. Проверка камня на проворачивание и проседание относительно шайб

При работе дефибрера, особенно в период пуска, возможно проворачивание и проседание камня относительно шайб. Это обусловлено тем, что действующие на камень крутящий момент и равнодействующая сил  $R$  (рис. 2.12) могут оказаться больше, чем момент и силы трения между торцами камня и шайбами от предварительной затяжки.

В упрощенной расчетной схеме (рис. 2.13) принято, что контакт шайб и торцов камня происходит по плоской поверхности, и схватывание поверхностей шайб и торцов камня цементной заливкой отсутствует.

Осевая сила, возникающая от действия момента предварительной затяжки  $T_3$

$$F_0 = \frac{T_3}{d_{cp} \text{tg}(\lambda + \rho)}. \quad (2.91)$$

Условие непроседания камня имеет вид:

$$R \leq 2F_0 f \quad \text{или} \quad T_3 \geq \frac{d_{cp} R \text{tg}(\lambda + \rho)}{2f}, \quad (2.92)$$

где  $f$  – коэффициент трения между шайбой и камнем, можно принять  $f = 0,3 \div 0,4$ ;

$R$  – равнодействующая сил, смещающих камень относительно шайб (см. рис. 2.12).

Условие непроворачивания камня относительно шайб имеет вид

$$T_{\text{эф}} \leq T_{\text{тр}}, \quad (2.93)$$

где  $T_{\text{эф}}$  – крутящий момент, обусловленный действием эффективной мощности  $P_{\text{эф}}$  при работе камня;

$T_{\text{тр}}$  – момент трения между торцами камня и шайбами, препятствующий их относительному проворачиванию.

$$T_{\text{эф}} = \frac{30 \cdot 10^3 P_{\text{эф}}}{\pi n}, \text{ Нм} \quad (2.94)$$

где  $P_{\text{эф}}$ , кВт;  $n$ , мин<sup>-1</sup>.

$$T_{\text{тр}} = \frac{2}{3} F_0 f \frac{D_{\text{ш}}^3 - d_{\text{к}}^3}{D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{к}}^2}, \text{ Нм} \quad (2.95)$$

где  $F_0$  – осевая сила, Н;

$D_{\text{ш}}$  – наружный диаметр шайбы, м;

$d_{\text{к}}$  – внутренний диаметр камня, м.

Окончательно условие непроворачивания камня с учетом выражения (2.91) имеет вид:

$$T_3 \geq \frac{90 \cdot 10^3 P_{\text{эф}} d_{\text{ср}} \text{tg}(\lambda + \rho)}{2\pi f n} \cdot \frac{D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{к}}^2}{D_{\text{ш}}^3 - d_{\text{к}}^3}, \text{ Нм}. \quad (2.96)$$

#### 2.7.4. Расчет шайб на прочность

Шайбу условно можно считать плоской пластиной некоторой приведенной толщины  $h$  с концентрическим отверстием диаметром  $d_{\text{ш}}$ . Расчетная схема приведена на рис. 2.13.

Максимальные напряжения, возникающие в пластине, рассчитываются по формуле:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{3p}{4h^2(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2)} \left[ D_{\text{ш}}^4(1 + \mu) \ln \frac{D_{\text{ш}}}{d_{\text{ш}}} + \mu D_{\text{ш}}^2 d_{\text{ш}}^2 + \frac{1}{4} d_{\text{ш}}^4(1 - \mu) - \frac{1}{4} D_{\text{ш}}^4(1 + 3\mu) \right] \text{ Н/м}^2, \quad (2.97)$$

где  $p$  – равномерно распределенная нагрузка на поверхности шайбы, Н/м<sup>2</sup>;

$\mu$  – коэффициент поперечной деформации Пуассона, для стали  $\mu = 0,3$ .

$$p = \frac{4F_0}{\pi(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}, \text{ Н/м}^2, \quad (2.98)$$

где  $F_0$  – максимальное осевое усилие в системе вал-камень, Н;

$d_{\text{ш}}$  – внутренний диаметр шайбы, м.

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma].$$

## 2.8. Порядок расчета основных параметров дефибрера

Исходными данными для расчета являются:

- производительность дефибрера;
- вид бумаги или картона, для которого предназначается древесная масса
- тип привода дефибрера.

Расчет дефибрера осуществляется в следующей последовательности:

1. В зависимости от вида бумаги или картона выбираются основные характеристики древесной массы: разрывная длина, степень помола и фракционный состав.

2. В зависимости от производительности дефибрера и вида древесной массы выбирается диаметр, тип и марка камня. При выборе диаметра камня можно воспользоваться следующими рекомендациями:

Производительность дефибрера, т/сут.	Диаметр камня $D_k$ , мм
До 40	1500 – 1800
40 – 60	1800
60 – 100	1800 – 2000 (2200)

Выбирается тип и номер шарошки, параметры насечки дефибрерного камня в зависимости от вида древесной массы.

3. Выбирается окружная скорость камня. При выборе и обосновании окружной скорости камня следует придерживаться следующих рекомендаций:

Производительность, т/сут	Окружная скорость нового камня, м/с не ниже
20	20,0
40	23,5
40, 60, 80, 100	28,0

Современной тенденцией, позволяющей повысить производительность дефибреров, является увеличение окружной скорости камня до 35-40 м/с и более.

По формуле (2.76) определяется частота вращения дефибрерного камня. Полученное значение округляется до ближайшего стандартного синхронного числа оборотов (2.77).

4. Выбирается ширина шахты или прессовой коробки. Из-за ограничений, накладываемых качеством получаемой древесной массы, эта величина не должна для цепного дефибрера приниматься более  $1200 \div 1300$  мм, для двухпрессового – более  $1000 \div 1200$  мм. Большие значения рекомендуется принимать при большей производительности.



5. По формуле (2.80) рассчитывается длина балансов. При этом величина  $A_{r_0}$ , входящая в формулу (2.80), вычисляется по формуле (2.41) с использованием табл. 2.2. Относительное внедрение абразивов в древесину принимается равным максимально достигнутому на практике значению  $Z/r = 0,5$ .

Удельный съем древесной массы  $q$  определяется для белой древесной массы по формуле (2.78) в зависимости от удельного расхода энергии  $U$ , который выбирается на основе существующих практических данных:

для цепного дефибрера  $U = 1100 + 1300 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т.в.с.};$

для двухпрессового  $U = 1100 + 1200 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т.в.с.}$

Расчетная длина балансов округляется до стандартного значения – 750, 1000, 1100, 1200, 1250, 1500, 2000, 2200, 2500 мм. При этом следует иметь в виду, что длина балансов должна быть больше или равняться ширине шахты (прессовой коробки), т.е.  $l_{\sigma} \geq B$ . В случае невыполнения этого условия следует уменьшить ширину шахты (прессовой коробки) и повторить расчет длины балансов.

В случае округления величины длины балансов до стандартной заданная производительность обеспечивается изменением величины  $A_{r_0}$ .

6. По формуле (2.72) рассчитывается эффективная мощность в зоне дефибрирования и проверяется по формуле (2.73). Определяется мощность электродвигателя (2.75).

7. Вычисляются окружное и нормальное усилия в зоне дефибрирования для нового и изношенного камня. (см. формулы (2.42) и (2.43)). При расчетах по формуле (2.43) следует учесть, что коэффициент трения в зоне дефибрирования меняется в довольно широких пределах; в зависимости от условий дефибрирования  $\mu = 0,12 \div 0,30$ . В расчетах рекомендуется принимать среднее значение  $\mu = 0,20$ .

8. Составляется расчетная схема вала дефибрера, определяется предварительный диаметр вала, формула (2.86), строятся эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, эпюры суммарного, крутящего и приведенного моментов.

Рассчитывается осевая сила, действующая на вал дефибрера на участке под камнем, по формуле (2.85).

9. Проводится уточненный расчет вала по коэффициентам запаса прочности.

10. Рассчитываются остальные наиболее нагруженные элементы конструкции дефибрера: резьба гаек в шайбах, шайбы, гидроцилиндр и шток поршня прессового дефибрера, шахта от распорных усилий, усилие и мощность привода цепей, прочность цепей в цепном дефибрере и др.

## 2.9. Пример расчета дефибрера

Рассчитать двухпрессовый дефибрер производительностью 100 т/сут белой древесной массы для газетной бумаги. Тип привода – индивидуальный.

1. Выбор основных характеристик древесной массы. Белая древесная масса для газетной бумаги имеет следующие характеристики: разрывная длина не менее 2900 м, степень помола  $73 \pm 3^0$ ШР; фракционный состав: I фракция –  $33 \pm 3\%$ ; IV фракция –  $45 \pm 3\%$ .

2. Выбор типа и диаметра камня.

В соответствии с рекомендациями выбираем диаметр камня

$D_k = 1800$  мм. Средняя зернистость камня для данного вида массы 0,40 мм; толщина рабочего слоя  $h_k = 75$  мм.

Определим диаметр изношенного камня по формуле (2.44):

$$D_u = D_n - 2h_k;$$

$$D_u = 1800 - 2 \cdot 75 = 1650 \text{ мм}.$$

Шарошка спиральная, нормальный номер 10, глубина насечки  $h = 0,2 \div 0,4$  мм.

3. Определение окружной скорости камня.

Окружная скорость  $V$  при производительности дефибрера 100 т/сут должна быть не менее 28 м/с.

Частота вращения камня, по формуле (2.76),

$$n = \frac{60V_k}{\pi D}, \text{ мин}^{-1},$$

$$n = \frac{60 \cdot 28}{3,14 \cdot 1,8} = 297, \text{ мин}^{-1}.$$

Ближайшая синхронная частота вращения составляет  $300 \text{ мин}^{-1}$ . Для привода дефибрера выбирается синхронный двигатель, с частотой вращения  $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ .

Уточним фактические значения окружных скоростей:

$$V_k = \frac{\pi D n}{60}, \text{ м/с};$$

на новом камне

$$V_k = \frac{3,14 \cdot 1,8 \cdot 300}{60} = 28,3 \text{ м/с};$$

на изношенном камне

$$V_u = \frac{3,14 \cdot 1,65 \cdot 300}{60} = 25,9 \text{ м/с}.$$

4. Выбор ширины прессовой камеры.

С учетом большой производительности дефибрера принимаем максимальное значение ширины прессовой камеры  $B = 1200$  мм; угол наклона продольной оси камеры к горизонту  $\alpha_n = 8^0$ .

5. Определение длины балансов (2.80):

$$l_{\sigma} = \frac{Q}{0,864 \cdot 10^5 q A_{r_0} V_{\kappa} m D_{\kappa} \arcsin \frac{B}{D}}, \text{ м};$$

$V_{\kappa} = (25,9 \div 28,3)$  м/с;  $m = 2$ ;  $D_{\kappa} = (1,65 \div 1,8)$  м;  $D = 1,2$  м;  $Q = 100$  т/сут;  
 $q$  – удельный съем древесной массы, г/см<sup>2</sup> см, по формуле (2.78)

$$q = \alpha - 1,75 \cdot 10^6 (U - 800).$$

Значение  $q$  рассчитывается для летних условий,  $\alpha = 0,00285$ .

Удельный расход энергии  $U$  примем 1200 кВт·ч/т.

$$q = 0,00285 - 1,75 \cdot 10^6 (1200 - 800) = 2,15 \cdot 10^{-3} \text{ г/см}^2 \text{ см.}$$

Радиальную проекцию контакта абразивных зерен с древесиной найдем по формуле (2.41):

$$A_{r_0} = \left( \frac{A_{r_0}}{r^2 i_p} \right) \cdot 0,205 (1 - 0,326 \cdot h N_n), \text{ см}^2/\text{см}^2.$$

$h = 0,04$  см;  $N_n = 10$ .

$$A_{r_0} = 0,0320 \cdot 0,205 (1 - 0,326 \cdot 0,04 \cdot 10) = 5,7 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2/\text{см}^2.$$

Вычисляем значение  $l_{\sigma}$ :

$$l_{\sigma} = \frac{100}{0,864 \cdot 10^5 \cdot 2,15 \cdot 10^{-3} \cdot 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 25,9 \cdot 2 \cdot 1,65 \arcsin \frac{1,2}{1,65}} = 1,36 \text{ м}.$$

Принимаем длину балансов  $l_{\sigma} = 1,50$  м.

Так как принятая длина балансов больше расчетной, заданная производительность может быть обеспечена при меньшем значении величины  $A_{r_0}$ , причем это уменьшение прямо пропорционально увеличению длины балансов. С учетом сказанного найдем уточненное значение  $A_{r_0}$ :

$$A_{r_0} = 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1,35}{1,5} = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2/\text{см}^2.$$

6. Определение эффективной мощности в зоне дефибрирования по формуле (2.72).

$$P_{\text{эф}} = 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot K_{\sigma} A_{r_0} V_{\kappa} l_{\sigma} m D_{\kappa} \arcsin \frac{B}{D}, \text{ кВт};$$

$A_{r_0} = 5,1 \cdot 10^{-3}$  см<sup>2</sup>/см<sup>2</sup>;  $V_{\kappa} = 28,3$  м/с;  $l_{\sigma} = 1,5$  м;  $m = 2$ ;  $D_{\kappa} = 1,8$  м;  $B = 1,2$  м.

Примем среднее для летних и зимних условий значение  $K_{\sigma} = 980 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup>.

$$P_{\text{эф}} = 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 980 \cdot 5,1 \cdot 10^{-3} \cdot 28,3 \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 1,8 \arcsin \frac{1,2}{1,8} = 4973 \approx 5000 \text{ кВт.}$$

Для контроля определим эффективную мощность, исходя из удельного расхода энергии, по формуле (2.73)

$$P_{эф} = \frac{QU}{24} \eta_{деф} \eta_{эд} \eta_{лн} ;$$

$Q = 100$  т.в.с./сут;  $\eta_{деф} = 0,9$ ;  $\eta_{эд} = 0,9$ ;  $\eta_{лн} = 0,99$ ;  $U = 1200$  кВт ч/т.в.с.

$$P_{эф} = \frac{100 \cdot 1200}{24} \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,99 = 4000 \text{ кВт.}$$

Из двух полученных значений мощности выбираем  $P_{эф} = 5000$  кВт, так как оно получено на основе более точного учета параметров дефибрирования.

Усилия определяются для случая, когда вся мощность реализуется при работе одного пресса (рис.2.12, вариант II), см. формулы (2.42) и (2.43):

$$F_T = \frac{10^3 P_{эф}}{V_k} , \text{ Н}; \quad F_H = \frac{F_T}{\mu} , \text{ Н.}$$

На новом камне при  $V_k = 28,3$  м/с

$$F_T = \frac{10^3 \cdot 5000}{28,3} = 17,7 \cdot 10^4 \text{ Н}; \quad F_H = \frac{17,7 \cdot 10^4}{0,2} = 88,5 \cdot 10^4 , \text{ Н.}$$

На изношенном камне при  $V_k = 26,0$  м/с

$$F_T = 19,2 \cdot 10^4 \text{ Н}; \quad F_H = 96 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

7. Составляется расчетная схема вала дефибрера (рис 2.13, а). Предварительный диаметр вала определяется по формуле (2.86):

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{48 \cdot 10^3 P_{эф}}{n[\tau] \cdot \eta_{деф}}} , \text{ м.}$$

$P_{эф} = 5000$  кВт;  $n = 300$  мин<sup>-1</sup>;  $[\tau] = 2,5 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>;  $\eta_{деф} = 0,9$ .

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{48 \cdot 10^3 \cdot 5000}{300 \cdot 2,5 \cdot 10^7 \cdot 0,9}} = 0,33 \text{ м.}$$

Принимаем: диаметр цапфы вала  $d_с = 0,35$  м,

диаметр вала на участке под камнем  $d_{вк} = 0,48$  м.

Распределенную нагрузку  $q_в$  от веса вала рассчитываем по формуле:

$$q_в = \frac{1}{4} \pi d_{вк}^2 \gamma_c , \text{ Н/м,}$$

где  $\gamma_c = 7,8 \cdot 10^4$  Н/м<sup>3</sup> – удельный вес стали;  $d_{вк}$  – диаметр вала на участке под камнем, м.

$$q_в = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,48^2 \cdot 7,8 \cdot 10^4 = 1,42 \cdot 10^4 \text{ Н/м.}$$

Вес камня определяется по формуле:

$$G = \frac{1}{4} \pi (D_k^2 - d_k^2) B_k \gamma_б , \text{ Н,}$$

где  $D_k$ ;  $d_k$  – наружный и внутренний диаметры камня;

$$D_k = 1,8 \text{ м, } d_k = 0,63 \text{ м;}$$

$$B_k – \text{ ширина камня, } B_k = 1,7 \text{ м;}$$

$\gamma_{\delta}$  – объемный вес материала камня,  $\gamma_{\delta} = 2,2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$ .

Тогда 
$$G = \frac{1}{4} \cdot 3,14(1,8^2 - 0,63^2)1,7 \cdot 2,2 \cdot 10^4 = 8,34 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Вес шайбы вместе с гайкой:

$$G = \frac{1}{4} \pi (D_{ш}^2 - d_{в1}^2) \gamma_c h_{ш}, \text{ Н,}$$

где  $D_{ш}$ ;  $d_{в1}$  – диаметры шайбы и вала,  $D_{ш} = 1,45 \text{ м}$ ,  $d_{в} = 0,48 \text{ м}$ ;

$h_{ш}$  – средняя толщина шайбы,  $h_{ш} = 0,14 \text{ м}$ .

Получим 
$$G_{ш} = \frac{1}{4} \cdot 3,14(1,45^2 - 0,48^2)7,8 \cdot 10^4 \cdot 0,14 = 1,60 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Приблизительные значения длины вала и отдельных его участков выбраны следующие:  $l = 4,5 \text{ м}$ ;  $l_1 = 1,1 \text{ м}$ ;  $l_2 = 0,85 \text{ м}$ ;  $l_3 = 1,8 \text{ м}$ ;  $l_4 = 0,85 \text{ м}$ .

Строятся эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, эпюры суммарного, крутящего и приведенного моментов (рис. 2.13а).

Определяется осевое усилие в системе камень – вал [см. формулы (2.83), (2.84), (2.85)]:

$$F_o = F_3 + F_t = \frac{30 \cdot 10^3 P_{\text{эф}}}{\pi n d_{cp} \text{tg}(\lambda + \rho)} + \frac{\alpha \Delta t E_{\delta} A_k E_{cm} A_{\text{в}}}{E_{cm} A_{\text{в}} + E_{\delta} A_k}, \text{ Н.}$$

$P_{\text{эф}} = 5000 \text{ кВт}$ ;  $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ ;  $d_{cp} = 0,465$ ;  $\rho = 5^{\circ}40'$  – угол трения для пары сталь – бронза;  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$ ;  $\Delta t = 30^{\circ}\text{C}$ ;  $E_{\delta} = 0,29 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;  $E_{cm} = 2,2 \cdot 10^{11}$

$\text{Н/м}^2$ ;  $\lambda = 1^{\circ}32'$  – для резьбы упорной специальной 480 x 40;

$$A_k = 0,25 \pi (D_k^2 - d_k^2) = 0,25 \cdot 3,14(1,8^2 - 0,63^2) = 2,22 \text{ м}^2;$$

$$A_{\text{в}} = 0,25 \pi d_{\text{вк}}^2 = 0,134 \text{ м}^2;$$

$$F_o = \frac{30 \cdot 10^3 5000}{\pi 300 \cdot 0,465 \text{tg}(1^{\circ}32' + 5^{\circ}40')} + \frac{10 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 0,29 \cdot 10^{11} \cdot 2,22 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,134}{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,134 + 0,29 \cdot 10^{11} \cdot 2,22} = 878 \cdot 10^4, \text{ Н}$$

## 2.10. Основные типы дефибреров

### 2.10.1. Цепные дефибреры

На древесно-массных заводах нашей страны широкое распространение получили цепные дефибреры отечественной конструкции ДЦ-01, ДЦС-02 (сдвоенный), ДЦ-03 и ДЦ-04. Применяются дефибреры фирмы Фойт III, IV, V величины и марки «2В-Европа».

Основные параметры цепных дефибреров, используемых в отечественной практике, приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4 – Основные параметры цепных дефибреров

Параметры	Тип дефибрера				
	ДЦ-01	ДЦС-02	ДЦ-03	ДЦ-04	2В-Европа
Производительность по белой древесной массе для газетной бумаги, т/сут	40-50	80-90	40-45	55	40-45
Длина балансов, мм	1220-1250	1220-1250	1220-1250	1250	1220
Ширина шахты, мм	1350	1270	1270	1220	1340
Диаметр камня, мм	1500-1800	1800	1800	1800	1800
Частота вращения камня, мин <sup>-1</sup>	245-250	250	250	300	245
Мощность главного двигателя, кВт	2500	4400	2500	3200	2200
Скорость подачи цепей, мм/мин	0-150	0-150	0-150	0-180	-
Мощность двигателя привода цепей, кВт	8	12	12	19	5,5
Мощность двигателя подъема шахты, кВт	2,8	4	4	4	5,5

В настоящее время выпускаются дефибреры производительностью 80-100 т/сут. Длина балансов в этих дефибрерах  $\approx 1,7$  м, диаметр камня 2 м, мощность электродвигателя 5000 кВт, окружная скорость камня до 50 м/с.

Чертеж общего вида цепного дефибрера с разрезом представлен на рис. 2.14.

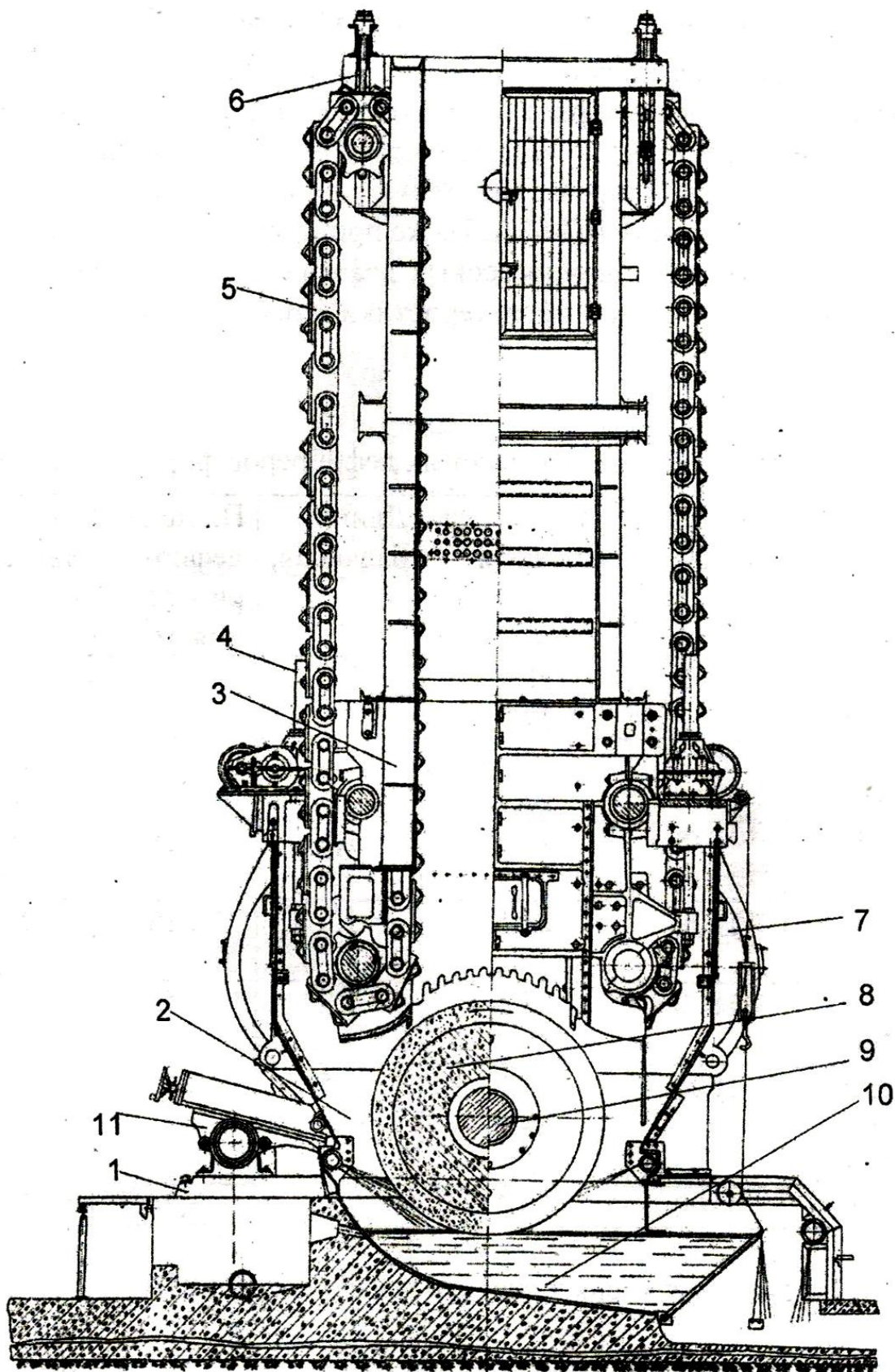


Рис. 2.14. Цепной дефибрер:  
 1 – фундаментная плита; 2 – неподвижная станина;  
 3 – подвижная шахта; 4 – механизм подъема шахты;  
 5 – рабочая цепь; 6 – механизм натяжения рабочей цепи;  
 7 – механизм привода рабочих цепей; 8 – дефибрерный камень;  
 9 – вал; 10 – ванна; 11 – ковочный аппарат

## 2.10.2. Двухпрессовые дефибреры

В мировой практике получили широкое распространение двухпрессовые дефибреры типа «Грейт-Норзерн». В Советском Союзе использовались двухпрессовые дефибреры типа «Грейт-Норзерн», изготовленные фирмой «Тампелла» в Финляндии. Разработана отечественная конструкция высокопроизводительного дефибрера ДП-03А. Ниже приведены (табл. 2.5) основные технические характеристики двухпрессовых дефибреров, выпускаемых фирмой «Тампелла» и технические характеристики отечественного дефибрера ДП-03А.

Таблица 2.5 – Технические характеристики двухпрессовых дефибреров фирмы «Тампелла»

Тип дефибрера	Скорость вращения камня, об/мин	Диаметр камня, мм	Наибольшая окружная скорость камня, м/с	Длина балансов, м	Площадь дефибрирования, м <sup>2</sup>	Мощность двигателя, кВт
1510	250	1575	20,6	1,0	1,79	1690
	300		24,7			2060
1512	250	1575	20,6	1,2	2,18	2060
	300		24,7			2430
1515	250	1575	20,6	1,5	2,68	2430
	300		24,7			2950
1810	250	1800	23,5	1,0	2,10	2500
	300		28,2			2950
1812	250	1800	23,5	1,2	2,55	2950
	300		28,2			3540
1815	250	1800	23,5	1,5	3,15	3700
	300		28,2			4800
	375		35,3			5900
1816	375	1800	35,3	1,6	3,35	7400

### Техническая характеристика дефибрера ДП-03А

Производительность, т.в.с./сут . . . . .	90-100
Диаметр камня, мм . . . . .	1800
Длина камня, мм . . . . .	1700
Длина балансов, мм . . . . .	1500
Скорость вращения камня, мин <sup>-1</sup> . . . . .	300
Длина камеры (по дуге дефибрирования), мм . . . . .	1150
Мощность главного электродвигателя, кВт . . . . .	6300

Общий вид двухпрессового дефибрера представлен на рис. 2.15 и 2.16.



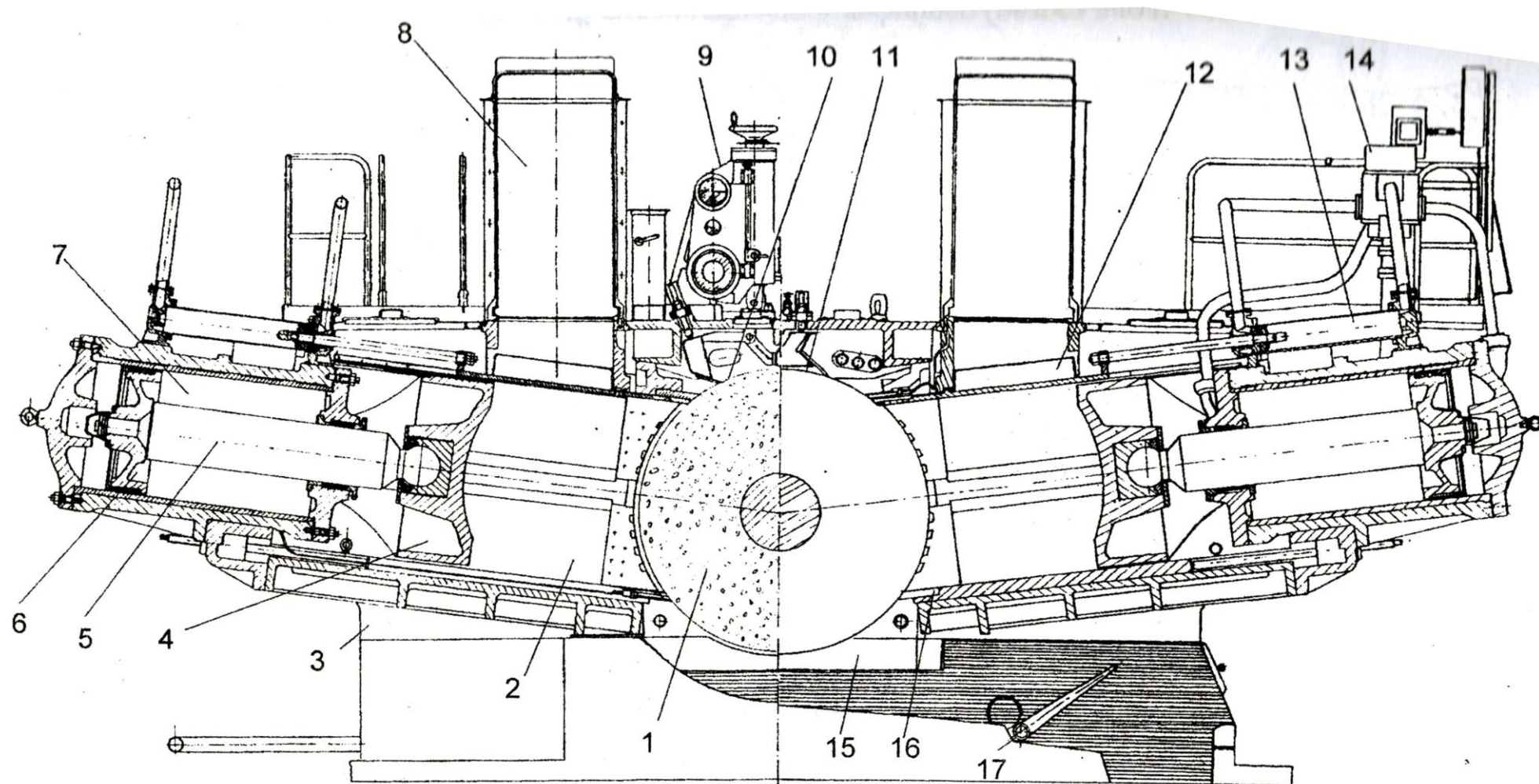


Рис. 2.15. Двухпрессовый гидравлический дефибрер:

- 1 – дефибрерный камень; 2 – загрузочная камера; 3 – корпус фундаментными плитами; 4 – башмак;  
 5 – шток; 6 – поршень; 7 – гидроцилиндр; 8 – загрузочная шахта; 9 – ковочный аппарат; 10, 11 – шаберы; 12 – шибер;  
 13 – гидроцилиндр шибера; 14 – гидравлическая система; 15 – ванна; 16 – гребенка;  
 17 – переливная перегонка

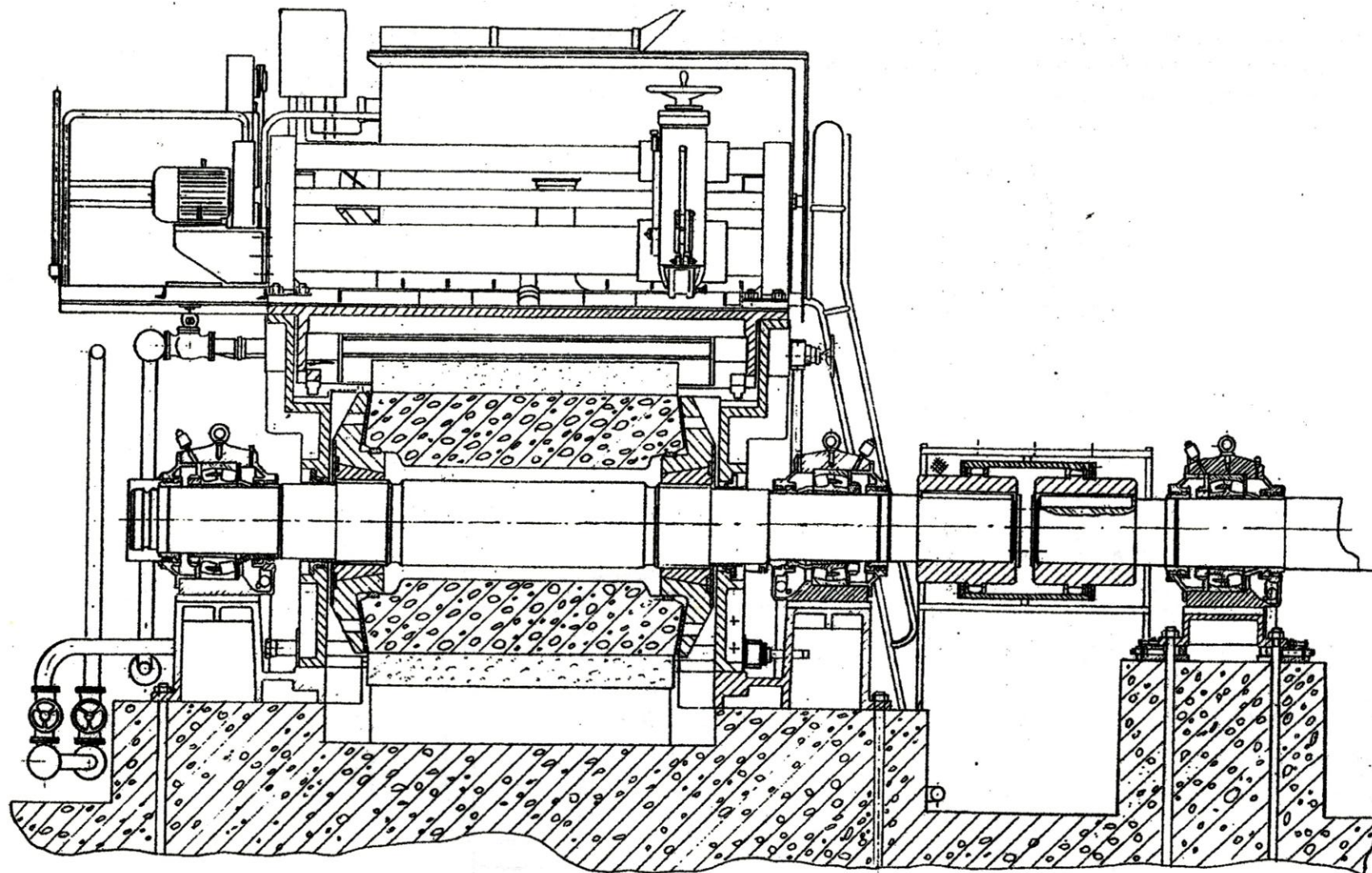


Рис. 2.16. Двухпрессовый гидравлический дефибрер (разрез вдоль оси камня)

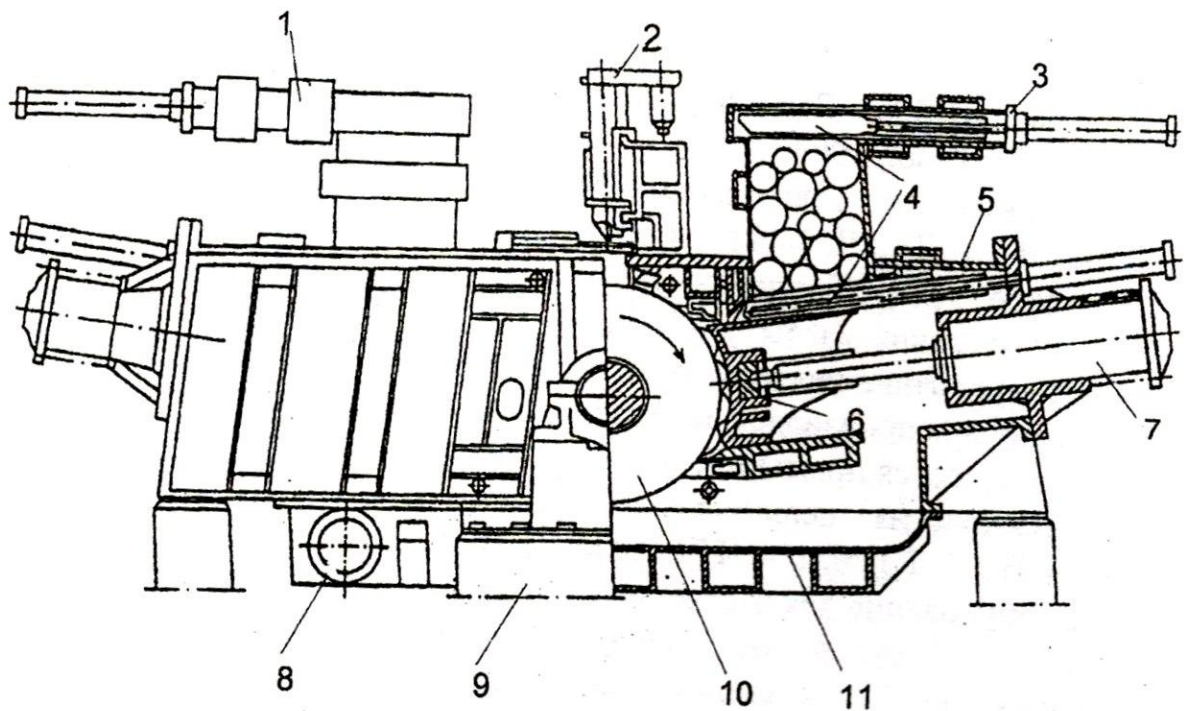


Рис. 2.17. Двухпрессовый дефибрер фирмы «Valmet», работающий под давлением:  
 1 – загрузочная камера; 2 – аппарат для насечки камня; 3 – крышка за-  
 грузочной камеры; 4 – загрузочный люк; 5 – крышка; 6 – башмак; 7 – при-  
 жимной цилиндр; 8 – выход массы; 9 – фундамент; 10 – дефибрерный камень;  
 11 – ванна для массы

В настоящее время получили распространение двухпрессовые дефибреры, для работы при избыточном давлении. Дефибрер, работающий под давлением (рис. 2.17), полностью гермитизирован. Балансы подаются в него через камеры выравнивания давления, а масса выводится по передувной линии.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Технология целлюлозно-бумажного производства: справочные материалы. В 3 т. / редкол. Осипов П. С.; СПбЛТА. – СПб., 2002. – Т. I. – Ч. 1. – 423 с. – Текст: непосредственный.
2. Гаузе, А. А. Оборудование для подготовки бумажной массы: учебник для вузов / А. А. Гаузе, В. Н. Гончаров, И. Д. Кугушев. – М.: Экология, 1992. – 352 с. – Текст: непосредственный.
3. Оборудование для целлюлозно-бумажного производства: каталог в 2 кн. Кн. 2.: Оборудование для производства целлюлозы / ЗАО "Петрозаводскмаш". – Петрозаводск: Скандинавия, 2002. – 112 с. – Текст: непосредственный.
4. Технология целлюлозно-бумажного производства: справочные материалы. В 3 т. / редкол. Осипов П. С.; ВНИИБ. – СПб., 2002. – Т. I. – Ч. 2: Сырье и производство полуфабрикатов. Ч. 2: Производство полуфабрикатов. – Петрозаводск, 2003. – 633 с. – Текст: непосредственный.
5. Добровольский, П. П. Дефибрирование древесины / П. П. Добровольский. – М.: Лесная промышленность, 1967. – 231 с. – Текст: непосредственный.
6. Ласкеев, П. Х. Производство древесной массы / П. Х. Ласкеев. – М.: Лесная промышленность, 1967. – 581 с. – Текст: непосредственный.

Учебное издание

**Гаузе Александр Александрович  
Гончаров Владимир Николаевич**

**Теория и конструкция оборудования  
для подготовки бумажной массы**

**Часть 1**

*Учебное пособие*

3-е издание, переработанное

Редактор и корректор А. А. Чернышева  
Техн. редактор Д. А. Романова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:  
электронное устройство с программным обеспечением  
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: [http://publish.sutd.ru/tp\\_get\\_file.php?id=202016](http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016), по паролю.  
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 18.07.2024 г. Рег. № 5158/24

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД  
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.