

А. Р. ДЕМИДОВ
КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

664.7
Д30

МЕЛЬНИЧНЫЕ ВАЛЬЦЕВЫЕ СТАНКИ



ПОД РЕДАКЦИЕЙ
кандидата технических наук
С. Н. БЕНДЕРСКОГО

151
153

1.56

153

Читальный зал



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТЕХНИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
ПО ВОПРОСАМ ЗАГОТОВОК
МОСКВА — 1948

АННОТАЦИЯ

В книге освещены элементы теории и конструкции вальцевых станков, режим их работы, приведены основные указания по технической эксплуатации и ремонту.

Рассчитана на инженерно-технических работников мукомольной промышленности.

Издательство просит читателей и работников библиотек отзывы об этой книге направлять по адресу: Москва 140, Комсомольская пл., д. 1/а, Государственное издательство технической и экономической литературы по вопросам мукомольной промышленности (Заготиздат).

ГЛАВА I ВАЛЬЦЕВЫЙ СТАНОК

1. Назначение вальцевого станка

Задача размолла зерна при крупчатном помоле заключается в наиболее полном выделении из зерна мучнистой части его — эндосперма, чтобы дать из зерна муку без отрубей и не оставить муки в отрубях. Мука высоких сортов представляет собой сыпучую смесь частиц средним размером ориентировочно 0,1 мм и менее при начальном среднем размере зерна пшеницы $2,3 \times 2,9 \times 6,5$ мм.

Таким образом, степень измельчения, характеризующая процесс размолла зерна в муку, может быть ориентировочно оценена для наглядности величиной порядка:

$$i = \frac{V_{\text{ср. зерна}}}{V_{\text{ср. муки}}} = \frac{2,3 \cdot 2,9 \cdot 6,5 \cdot \frac{\pi}{6}}{0,1^3} = 23\,000 \text{ раз.}$$

Измельчение зерна при выработке главным образом высоких сортов муки осуществляется в настоящее время на вальцевых станках. Основными рабочими органами вальцевого станка являются два цилиндрических вальца (см. рис. 1). Вращаясь с различными скоростями навстречу друг-другу, вальцы захватывают зерно либо его части и разрушают на более мелкие фракции.

Разрушение зерна, как видно на рис. 1, происходит в клиновидном пространстве, образованном двумя цилиндрическими поверхностями валков. Длина пути, на котором разрушается зерно (в случае крупчатного помола при валках диаметром 250 мм), не превышает $S=15$ мм (при первичном разрушении целого зерна на первой системе) и доходит до величины менее четырех миллиметров при разрушении частиц зерна на последующих системах.

Из сказанного видно, что при измельчении зерна на вальцевом станке продолжительность воздействия рабочих органов на обрабатываемый продукт весьма мала вследствие небольшой длины пути обработки его.

Процесс измельчения зерна в муку распадается на два основных этапа: драной и размольный. Задача первого заключается в постепенном „разворачивании“ зерна и отделении от него частиц

эндосперма, называемых крупой и дунстами. Задачей размольного процесса является измельчение крупы и дунстов в муку.

Кроме драного и размольного процессов, на вальцевых станках осуществляются ещё шлифовка крупы и вымол. При шлифовке крупы отделяют кусочки оболочек, имеющиеся на частицах эндосперма, а при вымоле отделяют (выскабливают) остатки эндосперма от оболочек зерна—отрубей.

Измельчение зерна на вальцевых станках является основным процессом выработки муки, и от того, насколько удачно и правильно проведён этот процесс, в большой мере зависят степень использования зерна, качество получаемой муки и её стоимость; к тому же до 60% всей энергии, потребляемой современной мельницей, расходуется на приведение в движение вальцевых станков. Поэтому вальцевый станок, являясь основной измельчающей машиной современной мельницы, требует к себе большого внимания.

2. Устройство вальцевого станка

На рис. 1 изображена в поперечном разрезе одна из первых отечественных конструкций вальцевого станка (1895 г.), названная его конструктором инж. Добровым „Диagonal“. Этот станок, как и всякий современный вальцевый станок, состоит из следующих основных узлов: станины, рабочих валков, подшипников питающих валков, механизма для регулирования величины рабочего зазора между валками, узла очистки валков, узла привода, механизма питания и узла аспирации.

Как видно из рис. 1, станок представляет собой сдвоенный двухвальцевый станок. Подлежащий измельчению продукт поступает в бункер 1 питающего механизма, передняя стенка 2 которого, являющаяся заслонкой—клапаном, подвешена в точке O_1 . Изменением расстояния от края заслонки до образующей верхнего питающего валика 3, называемого дозировочным, регулируют количество продукта, поступающего на измельчение. Нижний питающий валик 4, называемый распределительным, вращаясь примерно в два раза быстрее верхнего, подает продукт на подводный щиток 5. Зерно или его частицы со щитка 5 вступают в тангенциальном направлении в зону измельчения, образованную верхним быстро вращающимся валком 6 и нижним медленно вращающимся валком 7. За счет разности в скоростях валков 6 и 7 измельчаемый продукт подвергается деформациям, не только сжатия, но и сдвига.

Измельчение продукта сопровождается довольно большим выделением тепла и влаги, вследствие чего вальцевые станки подвергают аспирации. В станке „Диagonal“ предусмотрена верхняя аспирация; при этом воздух поступает внутрь станка через отверстие 8, имеющееся вдоль всего фронта станка, а теплый воздух, насыщенный влагой и мучнистыми частицами, удаляется через канал 9. В процессе измельчения продукта даже при нормальной влаж-

ности (14%) продукт может налипать на валки; чтобы устранить это, валки очищают щётками или стальными ножами 10, которые прижимаются к поверхности валков грузами 11.

Чтобы эффект измельчения частиц продукта был одинаковым по всей длине валков 6 и 7, необходимо придать им цилиндрическую форму и расположить параллельно друг другу. Для изме-

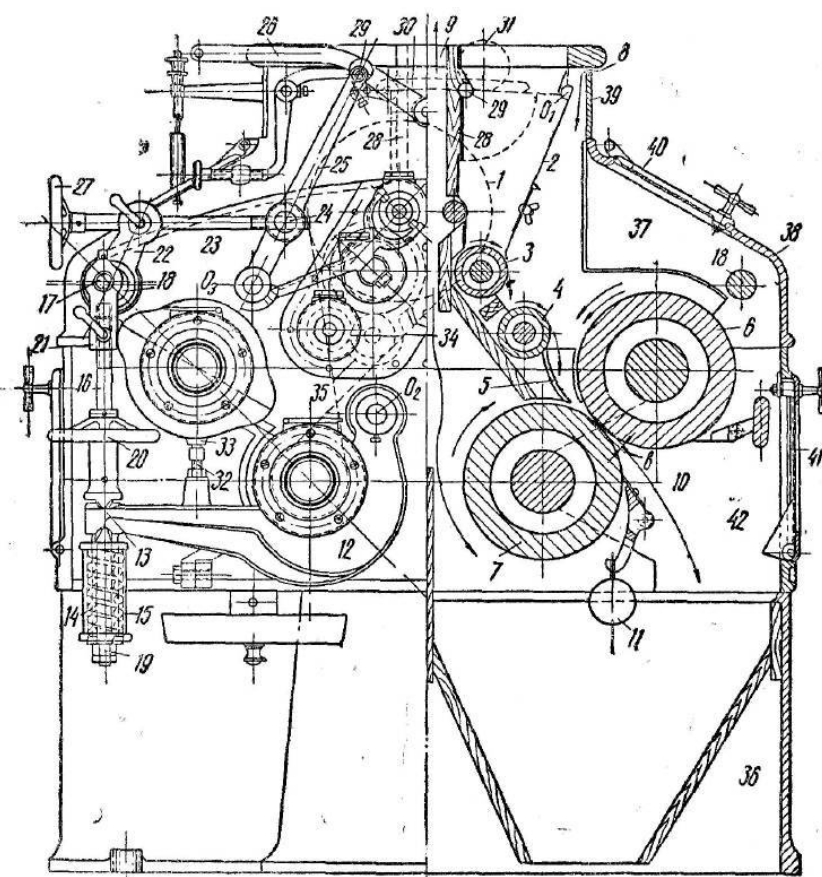


Рис. 1. Вальцевый станок „Диagonal“ конструкции инж. Доброва 1895 г.

нения степени измельчения нужна возможность изменять с точностью до 0,02 мм рабочий зазор в между валками 6 и 7. Кроме того, необходимо обеспечить увеличение рабочего зазора, чтобы валки не соприкасались друг с другом при прекращении подачи продукта (выключить их). Это нужно также для предотвращения возможных поломок станка в случае, если между валками попадёт какое-либо постороннее тело с большими размерами, чем установленный зазор.

Для выполнения указанных требований в любом вальцевом станке имеется узел, называемый механизмом для регулирования величины зазора между валками. В станке „Диагональ“ изменение рабочего зазора осуществляется следующим образом. Подшипники 12 нижнего медленновращающегося вала 7 подвешены к станине станка в точке O_2 , а рычагом 13 опираются на пружинный амортизатор 14. При попадании в зазор между валками постороннего тела с размерами, превышающими величину δ , нижний валок отходит от верхнего, преодолевая силу сопротивления амортизационных пружин 14 и поворачиваясь при этом вместе со своими подшипниками вокруг точек подвеса O_2 . Когда тело пройдет, пружины 14 возвращают валок в исходное положение.

Амортизационные пружины 14, заключенные в корпусах 15, подвешены на тягах 16 к эксцентриковым пальцам 17, имеющимся на концах привало-отвального вала 18, параллельного валкам, покоящегося в отверстиях боковин станины станка. Предварительное натяжение пружин достигается заворачиванием гаек 19. Для установки взаимопараллельности валков служат маховички 20, при повороте которых тяги 16 вывинчиваются либо ввинчиваются в их серьги-головки 21.

Грубый привал либо отвал нижнего вала по отношению к верхнему производится поворотом привало-отвального вала 18 вокруг его геометрической оси вращения на угол 45° . Тонкая „настройка“ величины рабочего зазора между валками производится поворотом этого же вала 18, но на очень небольшие углы.

В станке „Диагональ“ узел регулирования зазора сконструирован следующим образом. На привало-отвальном вале 18 жестко смонтирован рычаг 22, к верхнему концу которого прикреплен на шарнире винт 23, ввернутый в гайку 24, шарнирно укрепленную в теле привальной рукоятки 25, имеющей ось вращения в точке O_3 . Для грубого отвала нижнего вала достаточно снять рычаг-защелку 26 с ручки рукоятки 25 и повернуть ее против часовой стрелки. В этом случае рычаг 22, повернувшись также против часовой стрелки, повернет привало-отвальный вал 18 и опустит эксцентриковые пальцы 17, к которым на тягах 16 подвешены рычаги поворотных подшипников 12 нижнего медленновращающегося вала; в результате произойдет разводка валков—рабочий зазор δ увеличится. Для изменения величины зазора на малые величины в рабочем состоянии достаточно вращать маховичек 27 винта 23. Винт 23, ввинчиваясь (либо вывинчиваясь) в гайку 24 рукоятки 25, закрепленной защелкой 26, переместит на небольшой угол рычаг 22, а следовательно, повернет привало-отвальный вал 18 и опустит либо поднимет тягу 16.

Одним из наиболее ответственных узлов вальцевого станка являются подшипники валков. Подшипники вальцевого станка испытывают нагрузки от 300 до 1500 кг на один подшипник при окружных скоростях шеек валков (у современных станков до 1,5—2,0 м/сек.)

В станке „Диагональ“ подшипники с кольцевой смазкой имеют вкладыши из фосфористой бронзы; при этом корпуса подшипников верхних быстровращающихся валков были фланцевые.

Для предохранения рифлей от преждевременного износа, который может иметь место при прекращении подачи продукта на валки, в бункере питающего механизма станка предусмотрен клапан 28, который удерживает на своей оси 29 рычаг 30 с грузом 31. Когда в бункере 1 продукта будет мало, груз 31 повернет клапан 28 и рычаг 30 по часовой стрелке; при этом рычаг 30 повернется и сойдет с защелки 26 с ручки рукоятки 25, вследствие чего автоматически произойдет отвал нижнего вала от верхнего. Для того чтобы исключить чрезмерное сближение валков, на хвосте нижнего подшипника имеется болт-ограничитель 32, который при чрезмерном подъеме нижнего подшипника упрется в прилив 33, имеющийся на корпусе подшипника верхнего быстровращающегося вала.

К передачам вальцевого станка следует предъявлять высокие требования, так как в ряде случаев условия их работы тяжелые, а мощность, развиваемая двигателем для выполнения работы парой валков, может достигать 28 л. с. Косозубчатые передачи, применяемые в вальцевых станках для обеспечения разности в скоростях быстро и медленно вращающихся валков, работают при переменном межцентровом расстоянии и в условиях, при которых возможны перекосы шестерен. В станке „Диагональ“ привод быстровращающегося вала осуществляется ременной передачей, плоским ремнем, а разные скорости пары валков достигаются применением зубчатых колес с елочным зубом.

Шкив 34 питающего механизма, как это видно из рис. 1, приводится в движение крестовой ременной передачей с шейки нижнего медленно вращающегося вала. От валика шкива 34 вращение передается питающим валикам через зубчатый редуктор 35, смонтированный в чугунном литом корпусе, прифланцованном к боковине станины станка.

Станина, являющаяся остоном станка, на котором монтируются все остальные узлы и детали, должна быть достаточно прочной и жесткой. В станке „Диагональ“ станина состоит из чугунной цельнолитой коробки 36, называемой цоколем, на которой смонтированы чугунные боковины 37 станка. Две боковины 37 станка в средней и верхней частях соединены чугунными угольниками 38 и 39.

Для наблюдения за питающим механизмом имеются дверки 40, а для отбора продукта из-под валков—дверки 41. Из станка валки вынимают после полного демонтажа механизма для регулирования рабочего зазора и отъема вставок 42, имеющихся в боковинах станка.

Следует отметить, что вальцевый станок „Диагональ“, одна из первых отечественных конструкций вальцевого станка русского инженера Доброва, был достаточно хорошей и оригинальной конструкцией. По нашему мнению, станок Доброва по ряду узлов был лучше многих станков иностранных заводов.

3. Классификация элементов конструкций вальцевых станков

Вальцевые станки, изготавливаемые различными машиностроительными заводами, отличаются друг от друга по конструкции узлов и деталей машины.

Поэтому классификацию элементов конструкций вальцевых станков удобно производить по определённой системе, дающей характеристику основных отличительных особенностей конструкции.

В табл. 1 приводится классификация элементов вальцевых станков, составленная исходя из ряда конструктивных особенностей этих элементов в различных моделях современных вальцевых станков.

Таблица 1

Классификация элементов вальцевых станков

№ по пор.	Наименование конструктивного признака	Разновидности конструкций по данному признаку
1	Конструкция станины	а) Цельнолитая станина б) Разборная с цельнолитым цоколем (основанием станины) в) Разборная без цоколя
2	Количество и взаиморасположение валков	I. а) Двухвальные с горизонтальным расположением валков б) Двухвальные с диагональным расположением валков и верхним быстровращающимся валком в) Двухвальные с диагональным расположением валков и нижним быстровращающимся валком II. а) Четырехвальные с горизонтальным расположением валков, с внутренними валками в неподвижных подшипниках и наружными в подвижных подшипниках б) Четырехвальные с диагональным расположением валков и верхними быстровращающимися валками в) Четырехвальные с диагональным расположением валков и нижними быстровращающимися валками
3	Размер валков	I (европейские). С размером валков по диаметру 250, 300 и 350 мм при длинах от 400 до 1000 мм II (американские). С размером валков по диаметру от 175 до 225 мм при длинах от 400 до 900 мм
4	Конструкция валков	I. Цельнолитые II. Пустотелые III. Пустотелые с охлаждением водой
5	Характер поверхности валков	I. Гладкие II. Нарезные

№ по пор.	Наименование конструктивного признака	Разновидности конструкций по данному признаку
6	Конструкция подшипников валков	I. Подшипники скользящего трения а) с несамостоятельным вкладышем и свободной кольцевой смазкой б) с несамостоятельным вкладышем и принудительной кольцевой смазкой в) с самостоятельным вкладышем и свободной кольцевой смазкой г) с самостоятельным вкладышем и принудительной кольцевой смазкой II. Подшипники качения а) с нерегулируемым радиальным зазором б) с регулируемым радиальным зазором
7	Способ крепления неподвижных подшипников (валков) к станине	I. Стоечные подшипники II. Фланцевые подшипники
8	Конструкция привалоповального механизма	I. Неавтоматические II. Полуавтоматические III. Автоматические
9	Конструкция механизма для прижатия деталей очистки валков (щётки, ножей)	I. С грузом II. Пружинные
10	Конструкция привода быстровращающихся валков станка	I. Ременная передача от трансмиссии II. Клиноременная передача от индивидуального электромотора III. Встроенный индивидуальный электропривод через редуктор IV. Батарейный привод группы станков от одного электромотора большой мощности
11	Конструкция передачи от быстровращающегося валка к медленно вращающемуся	I. Ремённая II. Зубчатая (с прямым, винтовым и елочным зубьями) III. Цепная
12	Конструкция питающего механизма и способ подачи продукта в зону измельчения	I. Одновалковое питание II. а) Двухвалковое питание с направляющими для подачи продукта в зону измельчения б) Двухвалковое питание со свободным падением продукта в зону измельчения в) Двухвалковое питание со свободным падением продукта в зону измельчения и автоматическим регулированием зазора питания III. С потрясываемым питающим механизмом
13	Конструкция заслонки питающего механизма	I. Клапанного типа II. «Плавящая» — секторного типа
14	Наличие возможности аспирации станка	I. С верхней аспирацией II. С нижней аспирацией III. С верхней и нижней аспирациями

4. Краткая история развития конструкции вальцевого станка

В 1812 г. впервые был применён для размолот зерна „постав с цилиндрическими валками“, как называет вальцевый станок в своей книге издания 1883 г. „Мукомольные мельницы“ (1) проф.

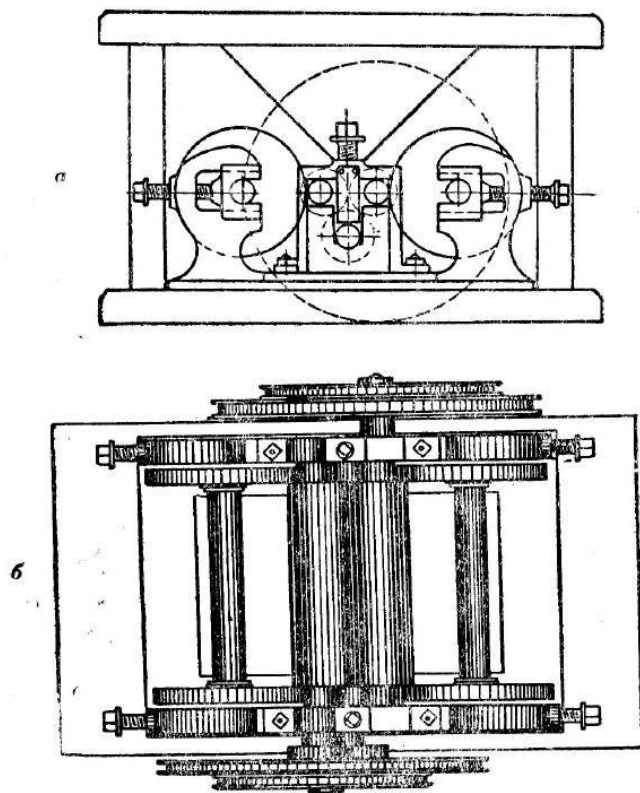


Рис. 2. Вальцевый станок 1820 г.:
а — поперечный разрез; б — вид сверху

П. А. Афанасьев, автор элементов теории работы вальцевого станка.

На рис. 2, а и б изображён вальцевый станок времён 1820—1823 гг. Как видно из рис. 2, а и 2, б станок трёхвальный на деревянной станине. Валки в этом станке железные, рифлёные, диаметром 150 мм при длине 500 мм. Своими шейками они опираются на специальные диски, так называемые „колёса трения“, служащие для уменьшения потерь на трение в опорах двух верхних валков, делавших 32—40 об/мин. Никакого питающего механизма станок не имел, отсутствовали и такие механизмы, как привало-отвальный, точного регулирования валков и ряд других.

В начале XIX в. в России были построены мельницы с вальцевыми станками отечественного изготовления с железными валками.

На рис. 3 (в поперечном разрезе) показан шестивальный вальцевый станок. Из рисунка видно, что станок имеет металлическую станину и ряд узлов современного вальцевого станка: питающий механизм и механизм регулирования рабочего зазора между валками. Регулирование перемещения подшипника вала показано на рис. 4.

В 1834—1838 гг. был построен ряд мельниц в Варшаве, Триесте, Майнце и Лейпциге, оборудованных вальцевыми станками с железными валками. Эксплуатация этих мельниц показала, что конструкция вальцевых станков с железными валками ещё недостаточно совершенна.

На привод станков в движение требовалось много энергии, они нуждались в большом количестве смазочных материалов, а железные валки быстро изнашивались. Вальцевые мельницы этого периода не могли конкурировать с мельницами, оборудованными жерновыми поставами из кварцевого камня, добывавшегося в те времена во Франции. Мельницы на жерновах давали муку лучшего качества и дешевле, чем мельницы, оборудованные вальцевыми станками.

Началом широкого внедрения вальцевого станка на мельницах следует считать 1874 г., когда были предложены вальцевые станки видоизменённой конструкции с валками из фарфора. На рис. 5 изображён один из таких станков — четырёхвальный с горизонтальным расположением валков из фарфора. В этом станке применена зубчатая передача с передаточным числом более единицы, соединяющая два совместно работающих

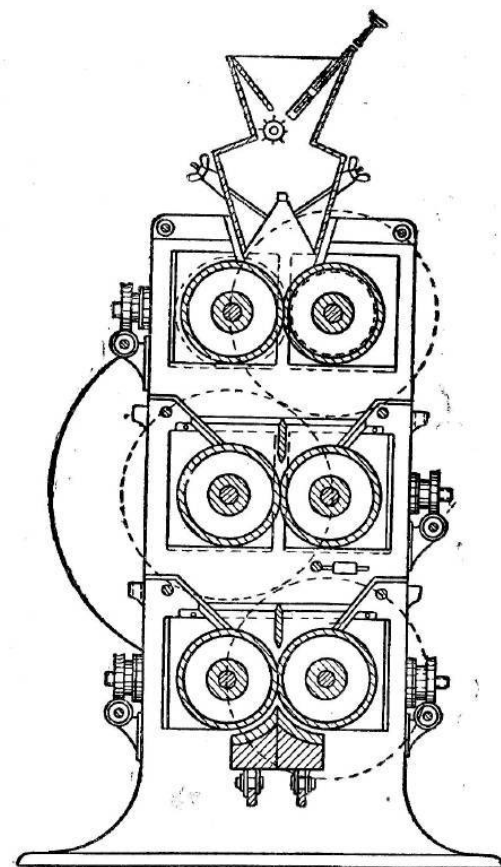


Рис. 3. Шестивальный вальцевый станок
1820—1834 гг.

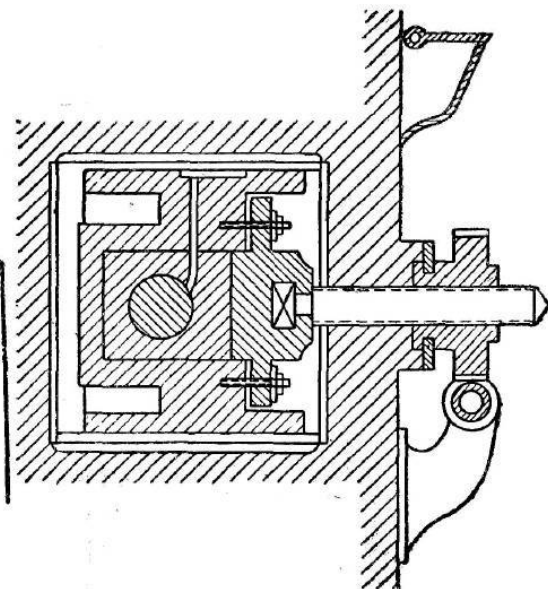


Рис. 4. Механизм регулирования зазора между валками к станку, изображённого на рис. 3

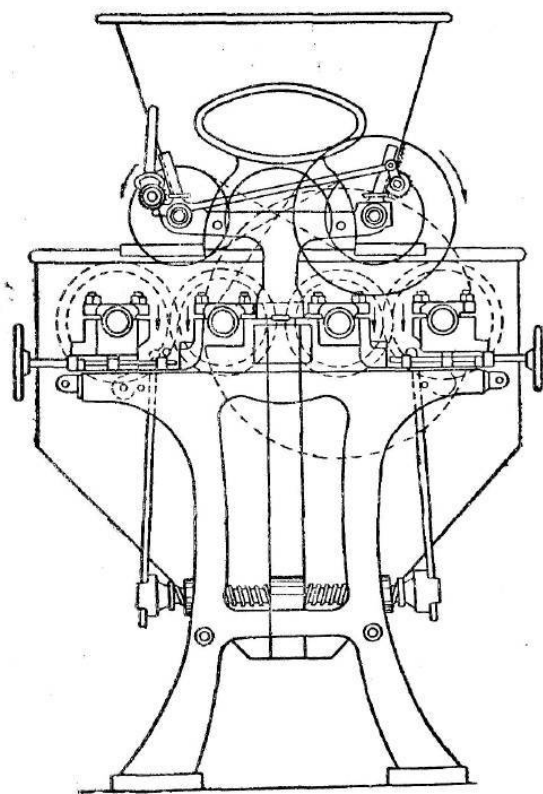


Рис. 5. Четырехвалковый станок с фарфоровыми валками (1874 г.)

валка. Таким образом, этот станок является прототипом современного вальцевого станка с быстровращающимся и медленно вращающимся валками. Кроме того, в станке имеются довольно развитые механизмы питания, грубого и точного привало-отвала валков, уступчивого нажима, применён поворотный подшипник (рис. 6) с бронзовыми вкладышами и смазочным устройством в виде деревянной подушки, прижимаемой снизу специальным устройством к шейке валка.

Аналогичная конструкция смазочного устройства под названием „польстера“ применяется и сейчас в современных боксах осей товарных вагонов подвижного состава железных дорог.

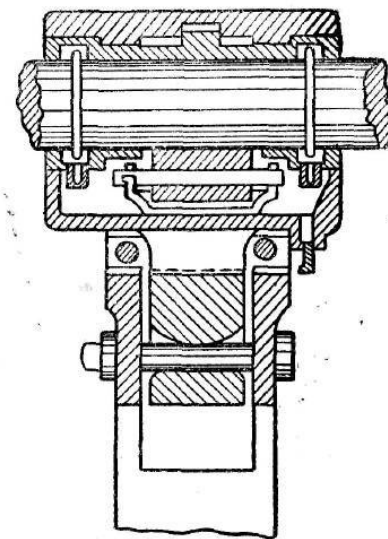


Рис. 6. Поперечный разрез подшипника к вальцевому станку, изображённого на рис. 5

В 1878 г. появились станки с чугунными закалёнными валками, т. е. с валками из чугуна, отлитого в кокиль (металлическую форму). Одна из таких конструкций изображена на рис. 7. В этих станках чугунные валки диаметром 220 мм и при длине 345 мм изготавливались гладкими и нарезными с числом рифлей от 7 до 33 на 1 дм. (25,4 мм). Рифля при вершине имела угол 90° , относительное расположение рифлей на обоих валках было остриё по острию. Окружная скорость быстровращающегося нарезного валка составляла $v_{б.в.} = 2,3$ м/сек; а в станках с гладкими валками $v_{б.в.} = 2,1$ м/сек. Соотношение скоростей быстрого и медленного валков (дифференция) для нарезных валков было: от 2:1 до 3:1, а для гладких—от 1,25:1 до 1,4:1.

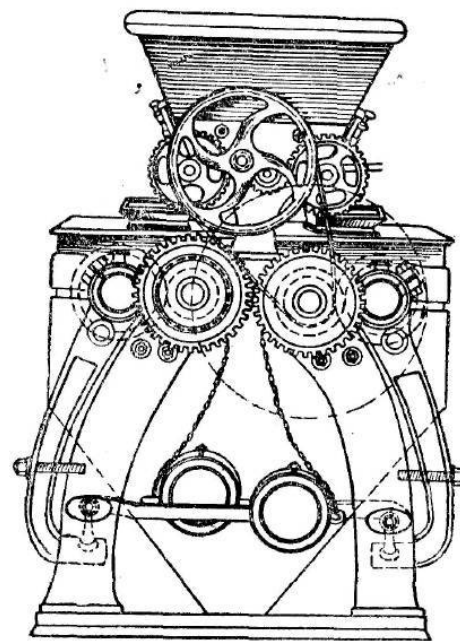


Рис. 7. Вальцевый станок с чугунными валками (1878 г.)

К этому же периоду, т. е. к 1880-м годам, относится введение в конструкцию вальцевых станков двухваликового питания, косозубчатой передачи и ряда других конструктивных усовершенствований.

Проф. П. А. Афанасьев в своём капитальном труде „Мукомольные мельницы“ (1) называет 1880—1883 гг. временем „вальцевой горячки“. Эти и последующие годы следует считать датой

широкого внедрения вальцевых станков на товарных мельницах и вытеснения жерновых поставов.

Дата 1883 г. характерна ещё и тем, что, начиная с этого года, европейские конструкторы стали проектировать станки с диагональным расположением валков (американцы продолжали и продолжают строить станки с горизонтальным расположением валков).

Дальнейшее развитие конструкции вальцевого станка в странах Европейского континента и Америки протекало несколько различно. Рис. 8, 9 и 10 показывают постепенное изменение внеш-

него вида и конструкции вальцевых станков одного из машиностроительных заводов мельничных машин Бюлера, станки которого в большом количестве были распространены на мельницах дореволюционной России, а на рис. 11, 12 и 13—станки одного из основных поставщиков технологического оборудования мельниц Америки.

Усовершенствование конструкций вальцевых станков этих двух заводов, начиная примерно с 1883 г. и по настоящее время (на рис. 10 и 13 представлены последние модели вальцевых станков двух указанных заводов), происходило несколько отлично. Усовершенствование конструкции станка (см. рис. 8, 9 и 10) выразилось в резком видоизменении архитектуры станка и изменении конструкции ряда узлов. Так, был упразднён цоколь, питающий механизм станка приближён к валкам, что дало возможность перейти от принудительного питания по направляющим щиткам к свободному без щитков, изменены заслонки питающих валиков; подшипники с самоустанавливающимися вкладышами заменены самоустанавливающимися вкладышами и более короткими. В станках на рис. 8 применялись валки диаметром 150 мм, а в станках на рис. 9 и 10—пустотелые диаметром 250, 300 и 350 мм.

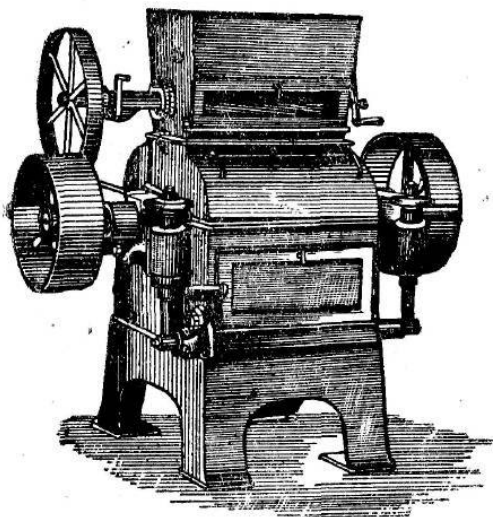


Рис. 8. Вальцевый станок конструкции 1884 г.

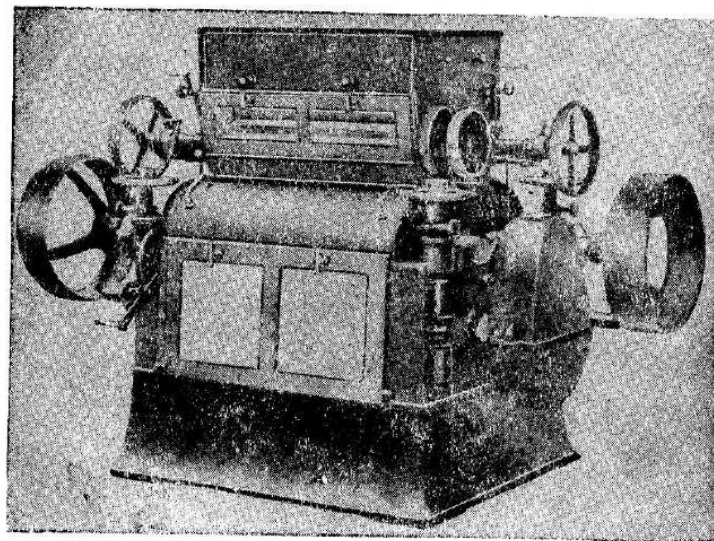


Рис. 9. Вальцевый станок конструкции 1910 г.

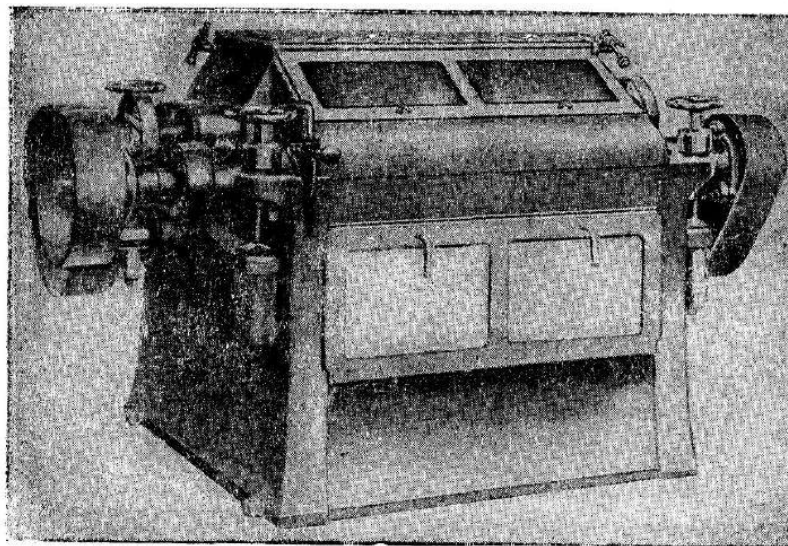


Рис. 10. Вальцевый станок конструкции 1930 г.

В то же время завод применил несовершенную зубчатую передачу, соединяющую быстрый и медленный валки, сохранил подшипники неудачной конструкции с неудобным креплением их к станине на плоских приливах — лапах. По этим показателям конструкция станка отстала от современного состояния развития техники в других отраслях машиностроения.

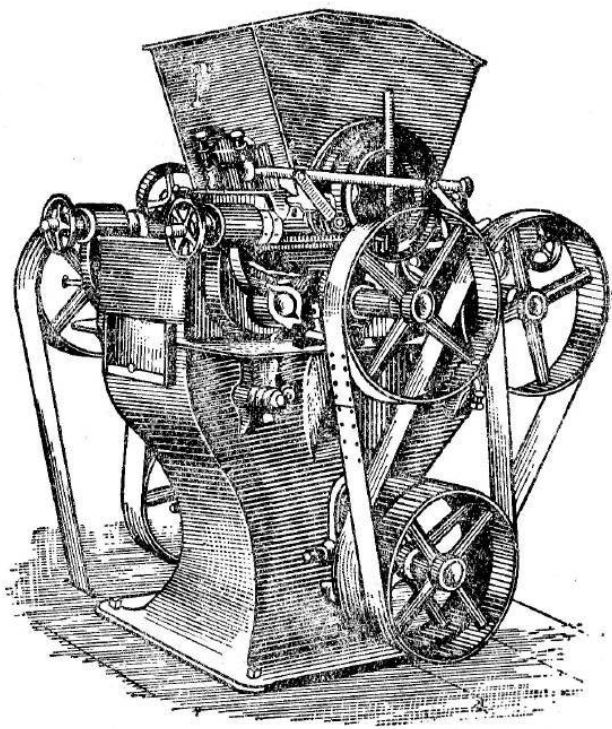


Рис. 11. Вальцевый станок конструкции 1883 г.

Конструктивную схему вальцевого станка американские заводы заимствовали у венгерского завода Ганца, что видно из сравнения рис. 7 и 11. Дальнейшее развитие конструкции протекало примерно следующим образом. В станке (см. рис. 11) применены разъемные подшипники скользящего трения с неподвижными вкладышами и кольцевой смазкой, а в станках на рис. 12 и 13 — подшипники качения в герметических корпусах. Ременные передачи для привода медленно вращающихся валков от быстро вращающихся (см. рис. 13) заменены цепными передачами. Применена клиноременная передача для главного привода станка и введено охлаждение валков водой при помощи специальной индивидуальной насосной установки.

Наряду с усовершенствованиями завод не изменил весьма нетехнологичную в изготовлении цельнолитую станину; оставил одноваликовое питание с заслонкой клапанного типа и большое число деталей снаружи станка, затрудняющих содержание его в чистоте. Этот станок, как и описанные выше, Бюлера, не автоматизирован.

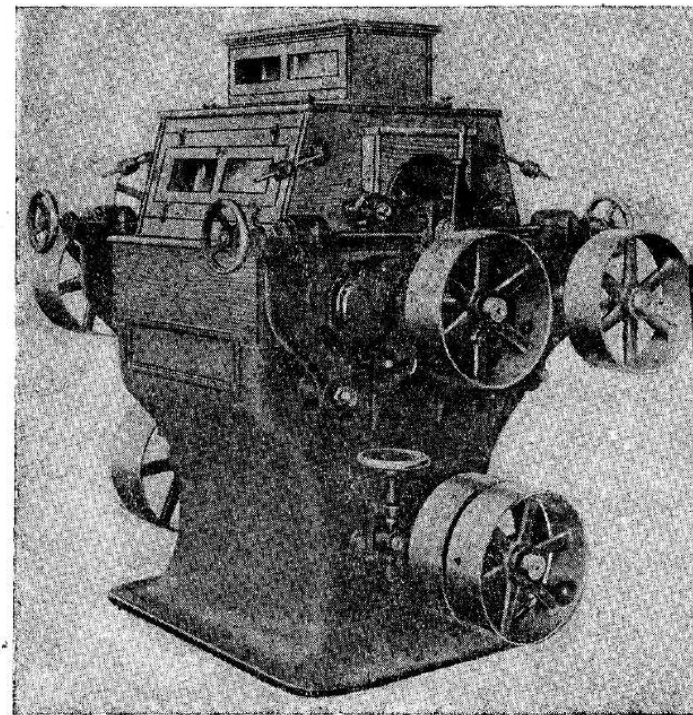


Рис. 12. Вальцевый станок конструкции 1920 г.

Краткий обзор развития конструкции вальцевых станков этих двух машиностроительных заводов показывает, что за прошедшее столетие конструкция вальцевого станка претерпела значительные видоизменения. Видимо, эти видоизменения явились главным образом следствием переноса достижений других отраслей машиностроения в мельничное машиностроение.

В России изготовление вальцевых станков началось примерно с 1890 г. в Москве на заводе инж. Доброва. Завод организовал производство станков с металлическими нарезными валками под названием „Богатырь“. Одновременно для размольных систем изготавливались станки с гладкими фарфоровыми валками по конструкции, подобные станку, изображенному на рис. 5.

В 1893 г. завод выпустил новую модель станка своей отечественной конструкции под маркой „Победитель“. Этот станок имел металлические нарезные и гладкие валки, расположенные диагонально. Несколько позднее, примерно в 1895 г., Добров выпустил более совершенный станок, названный „Диагональ“, изображенный на рис. 1.

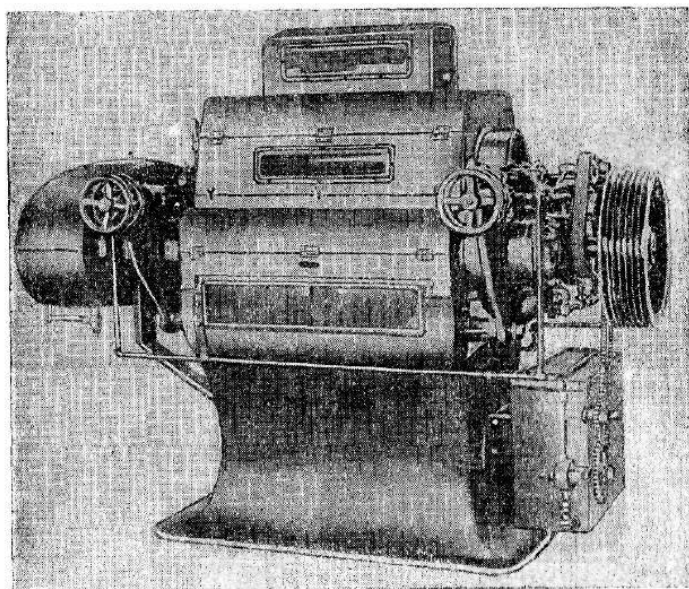


Рис. 13. Вальцевый станок конструкции 1940 г.

В этот же период кроме завода инж. Доброва вальцевые станки изготовлялись небольшими мастерскими Яскульского в Кировограде (Елизаветграде) и Феляур в Киеве. Последние изготовляли небольшое количество станков по модели А, конструкция которого изображена на рис. 8¹.

Весьма слабая машиностроительная база дореволюционной России не обеспечивала потребности русских мельниц и не была в состоянии конкурировать с многочисленными иностранными мельничными машиностроительными заводами. В результате до 90% потребных вальцевых станков ввозилось из-за границы.

Только после Великой Октябрьской социалистической революции все русские мельницы стали получать вальцевые станки отечественного изготовления. В 1923 г. на заводе им. Воробьева в Горьком по заказу Мельстроя была выпущена серия станков с

валками размерами 260×600 мм конструкции „Диагональ“ инж. Доброва, а с 1926 г. было налажено серийное производство вальцевых станков-полуавтоматов на Киевском Краснознаменном заводе.

С 1930 г. основным поставщиком вальцевых станков является Воронежский завод им. В. И. Ленина, выпускавший до Великой Отечественной войны станки конструкции Главпродмаша марок ЗВГ и ЗВН, устройство которых подробно описано в 1-м параграфе III главы.

Станки этой же конструкции с 1945 г. изготавливает Усть-Катавский завод, а Воронежский завод им. В. И. Ленина с 1947 г. стал выпускать наиболее современную конструкцию вальцевого станка автомата с гидроприводом марки ЗМ, подробно описанном далее.

ГЛАВА II

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВАЛЬЦЕВОГО СТАНКА

1. Общий обзор

Наиболее ранним и строгим исследованием, имевшим целью установить теоретические основы конструкции вальцевого станка, является работа проф. П. А. Афанасьева, опубликованная в 1883 г. в его книге „Мукомольные мельницы“ (1).

В этом труде имеются отдельные главы „О валках“ и „Теоретические и опытные данные и критические замечания, относящиеся до устройства и работы поставов с валками“. В них проф. П. А. Афанасьев излагает по ряду вопросов теоретические предпосылки, часть которых актуальна и сегодня. К этим вопросам относятся: условия затягивания продукта валками, определение минимально допустимого диаметра валков, выбор материала валков, технические требования к конструкции вальцевого станка. Определение прочности зерна и давления, испытываемого валками вальцевого станка, определение расхода энергии и производительности станка, будучи спорными в свете современных взглядов на процесс измельчения зерна валками вальцевого станка, в то же время является образцом правильного материалистического подхода к вопросам теории в прикладной науке.

Характерно, что разработкой вопросов по теории измельчения зерна и основ конструирования вальцевого станка после проф. П. А. Афанасьева занимались преимущественно русские ученые, а именно проф. К. А. Зворыкин (21), проф., доктор технических наук П. А. Козьмин (25, 26), лауреат Сталинской премии, проф., доктор технических наук Я. Н. Куприц (29), кандидат технических наук Л. И. Розенштейн (40, 41), инженеры М. Я. Муриан и Пивоваров (34), доцент А. В. Панченко (36), кандидат технических наук П. Т. Эйдуз (56).

¹ Сказанное выше изложено по статье кандидата технических наук Л. И. Розенштейна „Прошлое и настоящее мельничного машиностроения“ (журнал „Советское мукомолье и хлебопечение“ № 12 за 1928 г.).

2. Некоторые данные о физико-механических свойствах зерна и продуктов его переработки

Для изучения элементов теории измельчающих машин, их конструкции и эксплуатации необходимо знать основные физико-механические свойства материала, разрушаемого в процессе измельчения. Исходя из этих соображений, нас должны интересовать размеры, форма, строение и структура, а также вес частиц, подвергаемых измельчению, прочность зерна и его частей, упругие, пластические, фрикционные свойства, а также изменение их в зависимости от влажности зерна.

Этот большой комплекс вопросов в настоящее время изучен ещё в малой степени. Основные причины, которые затрудняют изучение показателей по некоторым из указанных физико-механических свойств зерна, можно свести к следующим четырём основным положениям:

1. Изменчивости показателей физико-механических свойств зерна ввиду многообразия сортов даже в пределах одной и той же культуры.

2. Сложности строения зерновки, представляющей комплексную строительную конструкцию в виде ряда оболочек с наполнителем, материал которых имеет различные механические свойства.

3. Трудности изучения физико-механических свойств зерна в массе и обобщения результатов исследований над отдельными зёрнами применительно к партии зерна, подвергающегося измельчению.

4. Отсутствию методики и приборов для быстрого и точного определения отдельных показателей физико-механических свойств зерновых смесей и отдельных зёрен. В качестве примера можно указать на отсутствие методики и аппаратуры для быстрого определения показателей прочности зерна, распределения влаги в зерновке и др.

Ниже приводятся весьма краткие сведения из ряда работ по изучению физико-механических свойств зерна (главным образом пшеницы) и продуктов его переработки.

Размеры зерна

Размеры зёрен культур, подвергаемых измельчению, в среднем могут быть представлены величинами, приведенными в табл. 2.

Таблица 2

Наименование культуры	Величина размеров зёрен		
	Размеры зерновки в мм		
	толщина	ширина	длина
Пшеница	2,3	2,9	6,5
Рожь	2,5	2,5	7,5
Ячмень	3,5	4,1	8÷12
Овёс	2,1÷2,8	2,5÷3,5	10÷17
Кукуруза	2,7÷2,8	5÷11	6÷17

При размоле зерна на современной мельнице только на I драной системе мы имеем дело с целым зерном, которое в момент разрушения валками вальцевого станка располагается между ними либо по толщине, либо по ширине. На последующих системах измельчаются уже частицы зерновки, форма и размеры которых весьма различны в зависимости от того, по какой технологической схеме измельчают зерно, как оно подготовлено к размолу, какие режимы измельчения приняты по системам и т. д. Для иллюстрации в табл. 3 приводятся средние величины частиц, поступающих для измельчения на драные системы при переработке пшеницы в высокосортную муку по четырём мельницам Главмуки.

Таблица 3
Размеры величины частиц зерна

Наименование системы	Толщина частиц в мм			
	Мельница № 6 в Воронеж, помол № 2	Мельница № 6 в Воронеж, помол № 3	Мельница № 9 в Ярославле	Мельница № 5 в Тбилиси
II драная крупная	1,38	1,44	1,46	1,38
II „ мелкая	—	—	1,15	—
Спецдраньё	0,98	1,31	—	1,26
III драная крупная	1,46	1,38	1,13	1,15
IV „ „	0,94	0,75	0,87	1,07
V „ „	0,88	0,87	1,25	0,97
V „ мелкая	—	—	0,54	—
VI „ „	—	—	1,04	—

В табл. 4 приведены данные о средних размерах частиц, поступающих на размольные системы (т. е. группы и дунстов) этих же мельниц:

Таблица 4
Средние размеры продуктов измельчения зерна

Наименование систем	Размеры частиц в мм
Шлифовочные	0,36÷0,7
Размольные	0,15÷0,5
Вымольные	0,4÷0,6

¹ Данные приводятся по работе проф. П. А. Козьмина, Эйдуca, Барера, Козьминой. „Мукомольное производство“. 1940 (26).

Данные табл. 3 и 4 показывают, что к вальцевому станку, как к машине—орудию для механического разрушения растительного сырья—зерна и его частей, следует предъявлять очень высокие требования в отношении точности геометрии формы его основных рабочих органов—валков. Это обуславливается тем, что размеры измельчаемых частиц измеряются долями миллиметра и на последовательных стадиях измельчения весьма мало отличаются друг от друга.

Форма, строение и структура частиц, подвергаемых измельчению

Эти показатели на разных этапах помола весьма различны. Так, на I драной системе мы имеем дело с целыми зёрнами; форма которых может быть условно сравнена с эллипсоидом

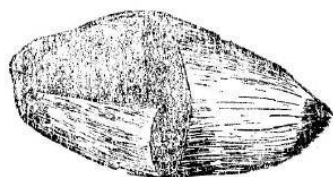


Рис. 14. Зерно пшеницы с вырезанной четвертинкой

вращения, имеющего в направлении длинной оси зерновки углубление в виде бороздки. Сечение наименьшего сопротивления целого зерна, этой сложной строительной конструкции, проходит по линии, соединяющей бороздку со спинкой зерна (рис. 14). Сухое (влажность 10—11%) зерно состоит из относительно хрупкого материала—эндосперма, заключенного в довольно упругой оболочке толщиной 0,07—0,13 мм. По данным проф. В. Я. Гиршсона (9), разрушающее усилие сжатия для эндосперма при влажности зерна 13,5—14% может быть охарактеризовано в среднем величиной 33 кг/см² для стекловидных пшениц и 17 кг/см²—для мягких пшениц, а временное сопротивление разрыву для оболочек твёрдых пшениц при влажности 18% $\sigma_n = 316$ кг/см², для оболочек ржи— $\sigma_p = 225$ кг/см².

На системах, последующих за I драной, разрушаются частицы зерна, форма и строение которых весьма разнообразны. При крупчатом помоле на II и III драных системах приходится иметь дело главным образом с „развернутыми“ зёрнами, у которых эндосперм частично удален. Если подготовка зерна (кондиционирование) осуществлена неудовлетворительно и режим на I драной системе неправилен, то продукт, поступающий на II и III драные системы, будет состоять главным образом из половинок, четвертинок и более мелких частиц зерна. Частицы, подвергаемые измельчению на IV, V и VI драных системах, имеют форму пластинок самого разнообразного очертания и представляют собой кусочки оболочек зерна с частицами эндосперма.

На размольных системах имеют дело главным образом с частицами эндосперма, причём некоторые из них несут на себе мелкие частицы оболочек. Что же касается формы этих частиц, то они весьма разнообразны: октаэдры, тетраэдры, кубы, параллелепипеды, иногда пластинки.

Вес измельчаемых частиц

Знание величин удельного веса и особенно объемного веса продукта, поступающего на измельчение, необходимо для расчетов питающих устройств станка, производительности и аспирации станков. В табл. 5 приведены ориентировочные данные объемного веса зерна и некоторых продуктов, поступающих на вальцевые станки для измельчения [таблица заимствована из курса „Мукомольное производство“ проф., д-ра П. А. Козьмина, Эйдуса, Барера и Козьминой, изд. 1940 г. (26)].

Таблица 5

Объёмный вес зерна и продуктов

Наименование системы	Объёмный вес продукта, поступающего на систему в г/л
I драная (целое зерно)	750
II „	430
III „	350
IV „	320
V „	300
VI „	290
Шлифовочная	595
1-я размольная	610
2-я „	510
3-я „	496
4-я „	420
5-я „	396
6-я „	410
7-я „	356
1-я вымольная	444
2-я „	400

Следует отметить, что величины объёмных весов продуктов размол по системам в весьма большой степени зависят от сорта зерна, его влажности, режима измельчения, просеивания и провевания, однако работ, устанавливающих эти зависимости, пока нет.

Прочность, упругие и пластические свойства зерна и изменение их в связи с изменением влажности

Прочность зерна является одним из факторов, предопределяющих прочность деталей и механизмов вальцевого станка. Наиболее ранней работой (1880 г.) по определению прочности зерна является экспериментальное исследование проф. П. А. Афанасьева (1). В своих опытах проф. П. А. Афанасьев сдавливал на прессе между двумя плоскими стальными пластинками по 200 и более отсортированных зёрен. В результате этих опытов было установлено, что для разрушения одного зерна пшеницы влажностью 11÷12% требуется усилие в 10 кг (это усилие увеличивается для более сухих зерен и уменьшается для более влажных). До момента разрушения зерна его относительное сжатие почти прямо пропорционально нагрузке, что дало проф. П. А. Афанасьеву возможность выразить эту закономерность в математической форме:

$$p = 4,5 \frac{\mu}{\delta},$$

где p —давление в килограммах на 1 мм² площади, занимаемой разрушаемым зерном;

μ —относительное сжатие разрушаемого зерна;

δ —толщина зерна в миллиметрах.

Проф. П. А. Афанасьев обращает внимание на условность своей формулы и подчеркивает, что выведенная зависимость не отражает сорта зерна, его влажности и получена в результате экспериментов при скоростях деформаций, отличных от тех, которые имеют место при разрушении зерна валками вальцевого станка.

Более поздние работы русских исследователей—проф. К. А. Зворыкина—1894 г. (21), проф. П. А. Козьмина—1912 г., Н. Н. Орлова и П. П. Тарутина—1935 г., С. Д. Чистова—1936 г. (52), И. В. Крагельского—1937 г. (27) и ряда иностранных—не дали чего-нибудь нового в изучении прочности зерна. Своими опытами они лишь подтвердили все основные положения, полученные впервые проф. П. А. Афанасьевым.

Новый этап в изучении прочности зерна относится к 1947 г., к моменту опубликования монографии проф. Я. Н. Куприца „Физико-химические основы размола зерна“ (29). В этой работе по-новому поставлен вопрос о показателях прочности зерна. Прочность зерна характеризуется его твёрдостью и расходом энергии на измельчение при детальном учёте влажности зерна и ее распределении по зерновке. Оба показателя, т. е. твёрдость и энергоёмкость (потребляемая энергия), определялись проф. Я. Н. Куприца на ротационном электродинамометре с автоматической записью крутящего момента. Величины показателей твердости и расхода энергии на измельчение зерна

различных культур при влажности 12% по работе лауреата Сталинской премии проф. Я. Н. Куприца (29) приводятся в табл. 6.

Таблица 6

Показатели твёрдости и расхода энергии на измельчение зерна

Наименование культуры	Твёрдость в в условных единицах	Расход энергии на 100 г зерна в джоулях
Овёс Шатилковский	0,079	9750
Пшеница Заря	0,187	2340
„ Московская 02411	0,198	2450
„ Лютеценс 062	0,248	3100
„ Мелянопус 069	0,250	3450
„ Украинка	0,278	2950
„ Саррубра	0,280	3250
„ Цезиум 0111	0,290	3600
Ячмень Винер	0,225	5350
Рожь Вятка	0,260	4100
Кукуруза	0,350	—

Развитием исследования проф. Я. Н. Куприца в части прочности зерна является проведённая под его руководством в 1945—1947 гг. работа кандидата технических наук А. Л. Шполянской (53), в которой весьма всесторонне исследованы вопросы прочности зерна. А. Л. Шполянская исследовала прочность зерна не только при статической нагрузке, как это имело место во всех указанных выше работах, но и при динамической; она установила, что зерно относится к категории упруго-вязких тел; выяснила, почему влажное зерно, разрушаясь при меньших усилиях, требует большего расхода энергии на измельчение при одной и той же дисперсности измельчения; установила порядок величины деформируемости зерна.

Остановимся на работе А. Л. Шполянской более подробно. Упруго-вязкие свойства зерна были установлены в опытах при статическом нагружении зерна на лабораторном копре. Опыты показали, что при однократном нагружении-разгрузке зерна в нем одновременно проявляются пластические (невозвратимые) и упругие (возвратимые) деформации и лишь после трех-четырехкратного нагружения „уплотнившееся“ зерно не даёт пластических деформаций, а обладает только упругими. Одновременно было выявлено, что более влажное зерно более пластично,

чем относительно более сухое, и что именно за счёт пластичности влажного зерна растёт работа на его разрушение.

Это положение хорошо иллюстрируется табл. 7, взятой по работе А. Л. Шполянской для пшеницы Гордеиформе.

Таблица 7

Изменение работы на разрушение зерна в связи с изменением влажности

Влажность зерна	Процентное соотношение упругой и пластической деформаций	Работа в кДж для первичного разрушения одного зерна статическим сжатием ¹	Работа в кДж для первичного разрушения одного зерна ударным сжатием ²
12%	35/65	0,002	0,008
14%	17/83	0,0045	0,020

Объяснение увеличения работы разрушения более влажного зерна хорошо иллюстрируется графиком, приведенным на рис. 15 (из работы А. Л. Шполянской).

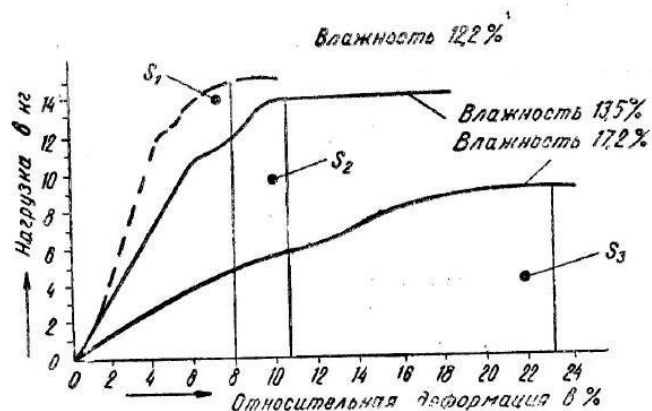


Рис. 15. Кривые сжатия зерна пшеницы Гордеиформе для разной влажности (при одинаковой скорости нагружения)

График показывает, что работа разрушения зерна влажностью 17,2% довольно значительно превосходит работу разруше-

¹ Под первичным разрушением зерна понимается начало видимых трещин на зерне.

² Скорость ударяющего тела $v = 1,4$ м/сек в момент контакта с разрушаемым зерном.

ния зёрен влажностью 13,5 и 12,2%, так как площадь $S_3 > S_2 > S_1$ (работа разрушения условно представлена площадью, ограниченной сверху кривой деформации, снизу — осью абсцисс до значения по оси абсцисс величины относительной деформации, при которой происходит первичное разрушение зерна).

Ввиду того что зерно упруго-вязкое тело и при первом нагружении в нём одновременно проявляются как упругие, так и пластические деформации, А. Л. Шполянкой вместо модуля упругости применено новое понятие — модуль деформируемости зерна, который определялся в результате экспериментов по следующей формуле:

$$E_g = \frac{0,96 \cdot P}{\sqrt{\Delta h^3 \cdot b}},$$

где P — нагрузка в кг, наблюдавшаяся в опыте до появления в зерне следов разрушения, т. е. соответствующая Δh ; Δh — абсолютная деформация зерна в см до появления в нём следов разрушения в виде трещин;

b — ширина зерна в см.

Формула для модуля деформируемости E_g выведена А. Л. Шполянкой на основе закона Герца.

Полученные А. Л. Шполянкой величины модуля деформируемости и показатели, характеризующие механические свойства зёрен пшеницы двух сортов, приведены в табл. 8 (приводится по работе А. Л. Шполянкой).

Таблица 8

Некоторые показатели физико-механических свойств зерна

Наименование характеристики механи- ческих свойств зерна	Единица измере- ния	Значение механических показателей			
		Пшеница Люте- ценс 062		Пшеница Гордеи- форме 010	
		При влажности			
		11—12 ⁰ / ₀	15—16 ⁰ / ₀	11—12 ⁰ / ₀	15—16 ⁰ / ₀
Разрушающее усилие <i>P</i> . . .	кг/зерно	8,0	6,7	14,1	9,3
Условное временное сопро- тивление сжатию σ . . .	кг/см ²	83,0	70,0	140	95
Абсолютная линейная дефор- мация сжатия Δh	мм	0,25	0,33	0,17	0,28
Отношение упругой деформа- ции к пластической . . .	—	25/75	10/90	35/65	17/83
Величина работы для первич- ного разрушения зерна при статическом сжатии	кгм/зерно	0,0009	0,0018	0,002	0,0045
Модуль деформируемости <i>E_g</i> . . .	кг/см ²	11000	7000	40000	13000
Величина работы для пер- вичного разрушения зерна при ударном сжатии	кгм/зерно	0,0100	0,0170	0,0080	0,0200
Удельная работа на разруше- ние (первичное) единицы веса зерна при ударном сжатии	кгм/кг	230	400	190	380

В табл. 9 приводятся данные о работе первичного разрушения зерна ударным сжатием, полученные А. Л. Шполянской для различных сортов пшеницы, ячменя и ржи.

Таблица 9

Прочность зерна, выраженная работой первичного разрушения при ударном сжатии
(влажность зерна в пределах 11,5—13,0 %)

Наименование культуры зерна или его сорта	Вес одного зерна в г	Работа первичного разрушения ударным сжатием в кдж	
		для одного зерна	для 1 кг зерна
Пшеница Цезиум 0111	0,033	0,0096	230
Пшеница рядовая (обезличенная)	0,034	0,0082	240
Пшеница Лютесценс 062	0,034	0,0078	230
Пшеница Маркиз	0,033	0,0089	270
Пшеница Гордеформа 010	0,041	0,0079	192
Рожь рядовая	0,021	0,0079	380
Ячмень	0,041	0,0265	650

Работа первичного разрушения зерна в большей степени зависит от размеров зерна (табл. 10).

Таблица 10

Зависимость работы первичного разрушения зерна от величины зёрен при ударном сжатии для пшеницы рядовой обезличенной влажностью 12,5%

Характеристика крупноты зерна			Работа первичного разрушения в кдж	
сито, с которого получена данная фракция сходом	количество по отношению ко всему образцу в %	вес одного зерна данной фракции в г	для одного зерна	для 1 кг зерна
$d=3,75$ мм	7,3	0,047	0,0077	164
$d=3,25$ „	28,4	0,040	0,0075	190
$d=3,0$ „	23,2	0,034	0,0072	212
$d=2,75$ „	35,4	0,026	0,0068	261
Проход сита $d=2,75$ мм	5,7	0,020	0,0060	300
Исходная смесь	100,0	0,034	—	237

Данные этой таблицы показывают, что для мелкого зерна работа первичного разрушения меньше, но удельная величина работы разрушения 1 кг мелкого зерна выше, чем для крупного. Это объясняется тем, что уменьшение работы разрушения одного мелкого зёрнышка отстаёт от увеличения количества этих зёрен в 1 кг.

Показателей, характеризующих прочность частей зерна, полученных измельчением на вальцевых системах, кроме I драной, почти не имеется. Данные по продуктам, полученные на I драной системе, приведены в табл. 11 (по работе А. Л. Шполянской), где исходное зерно — мягкая озимая пшеница влажностью 12,5 %, относительная скорость валков $v_0 = 3,6$ м/сек; зазор между валками $b = 1,3$ мм.

Таблица 11

Работа разрушения ударным сжатием продуктов размола I драной системы (сход с сита $\varnothing = 3$ мм)

Наименование фракции	Количество в % к исходному образцу	Вес частицы в г	Работа разрушения ударным сжатием в кдж	
			одной частицы	1 кг
Глубоко поврежденные зерна	6,0	0,020	0,0020	100,0
Продольные половинки	30,0	0,016	0,0041	256,0
Четвертинки	64,0	0,011	0,0019	182,0
Исходный образец (сход с сита $d=3$ мм)	100,0	—	—	199,0

Величины, приведённые в табл. 11, показывают, что частицы зерна, уже не представляющие цельной строительной конструкции, а являющиеся её обломками, требуют для своего разрушения меньшей работы, чем целое зерно. Это вполне естественно, так как частицы зерна ослаблены микротрещинами, имеют остаточные напряжения, полученные ими при первичном разрушении зерна.

В заключение следует отметить, что механические свойства зерна еще очень мало изучены и настоятельно требуют дальнейшего комплексного изучения. В этом отношении работа А. Л. Шполянской, не лишённая некоторых недостатков, к числу которых относятся сложность определения работы разрушения зерна, несоответствие скоростей деформации при разрушении зёрен на лабораторном копре и относительной скорости валков вальцевого станка, дала много нового и намечает пути для дальнейших исследований механических свойств зерна и его частей

Дальнейшие комплексные исследования в этой области должны обеспечить введение в практику лабораторий мельниц возможности оперативного определения механических свойств зерна, по которым можно было бы вести подготовку зерна к помолу и устанавливать режимы его измельчения.

3. Материал и конструкция рабочих валков

Основные рабочие органы вальцевого станка—валки—должны отвечать ряду требований, диктуемых технологией измельчения зерна.

Материал валка должен быть прочным, износоустойчивым и обладать надлежащими фрикционными свойствами, допуская при этом нанесение на своей поверхности мелких нарезов специального профиля, называемых рифлями.

Валок должен быть цилиндрическим, с точностью геометрии его формы до 0,02 мм, при возможно простой и экономичной технологии его изготовления и обработки. Материал для валка необходим достаточно теплопроводный, чтобы валок не нагревался в процессе работы станка до высоких температур, а отдавал тепло в окружающую среду. Применяемым в настоящее время для изготовления валков и достаточно полно отвечающим поставленным выше требованиям материалом является специальный чугун (химический состав его: углерода 3—3,6%, кремния 0,5—0,8%, марганца 0,3—0,6%, фосфора не более 0,4% и серы не более 0,1%).

Чугун заливают в массивные металлические формы с толщиной стенок до 100 мм.

В результате такого технологического процесса отливки получаемый валок имеет на глубину 12—25 мм от поверхности слой закаленного чугуна твердостью в единицах Бринеля до 430—550 (60—75 единиц по Шору).

Чтобы получить относительно вязкую поверхность валков, предназначенных работать в качестве нарезных, в состав шихты для отливки валка иногда добавляют легирующие элементы: хрома до 0,2%, никеля 1,8—2,2% и молибдена 0,25—0,45%.

Гладкие валки, поверхность которых в процессе работы должна возможно дольше оставаться матовой и не заполировываться, отливают менее твердыми, чем нарезные—320 единиц по Бринелю (45 единиц по Шору).

Валки, применяемые в настоящее время при крупчатных помолах, имеют диаметр 250 мм при длине валков 800—1000 мм; для выработки обойной муки диаметр валков колеблется от 250 до 350 мм. В Америке распространены валки диаметром от 175 до 225 мм при длине, не превышающей 900 мм.

По конструкции валки изготавливаются пяти типов, изображенных на рис. 16. Каждая из них имеет свои преимущества и недостатки. Так, массивные валки в и г, применяемые главным образом в Америке, и в и д, применяемые на наших мельницах, имеют большой вес (табл. 12), но зато легче поддаются уравни-

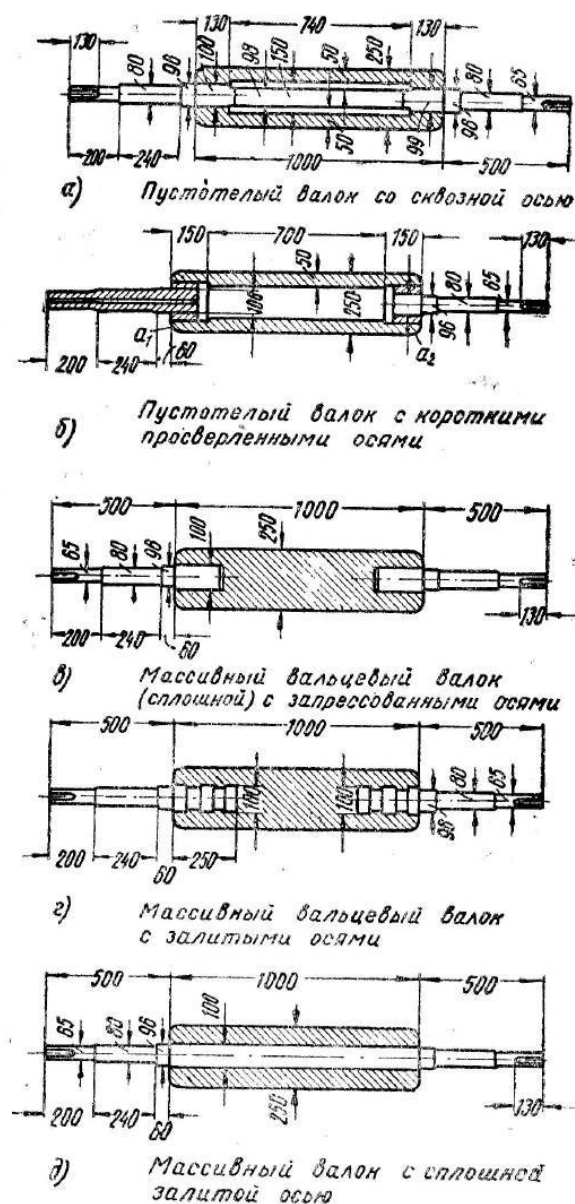


Рис. 16. Конструкции валков

Между тем вопрос уравновешенности валков имеет большое значение. Достаточно указать, что статическая неуравновешенность валка в 1 кг при окружной скорости в 6 м/сек даёт неуравновешенную центробежную силу в 30 кг. У пустотелых валков, кроме статической неуравновешенности, как правило, имеет место и динамическая неуравновешенность за счёт пары сил, являющихся следствием разной толщины стенок по длине валка, часто получающейся во время отливки при смещении стержня относительно оси кокиля (металлическая форма, в которой отливается валок). В табл. 13 приведены данные о невыбалансированности пустотелых валков, полученные проф. П. А. Козьминым и опубликованные в его работе „Американские помолы“ (25).

Размеры валков в мм	Вес валков в кг	
	пустотелого	массивного
225×800	—	260
225×1000	—	320
250×800	300	350
250×1000	320	385
300×800	360	425
300×1000	430	525
350×800	460	570
350×1000	550	710

Величины невыбалансированности пустотелых валков

Величина статической неуравновешенности вала в кг	Величина неуравновешенного центростремительного ускорения в кг при окружной скорости валов $v_{\sigma} = 6 \text{ м/сек}$	Количество валков с данной неуравновешенностью из числа обследованных
До 0,5	До 15	6
0,5—1,0	30	46
1,0—1,5	45	58
1,5—2,0	60	14
2,0—2,5	75	16
2,5—3,0	90	27
3,0—3,5	105	30
3,5—4,0	120	30
4,0—4,5	135	10

Валки после отливки обрабатываются заводом-изготовителем на специальных мощных вальцетокарных и шлифовальных станках с точностью, показанной на рис. 17. Для того чтобы обеспечить равномерное измельчение продукта по всей длине пары валков, необходима параллельность образующих их цилиндров.

Т а б л и ц а 12

Размеры и вес валков

Размеры валков в мм	Вес валков в кг	
	пусто- телого	массив- ного
225×800	—	260
225×1000	—	320
250×800	300	350
250×1000	320	385
300×800	360	425
300×1000	430	525
350×800	460	570
350×1000	550	710

Наиболее рациональной конструкцией в отношении малого веса и хороших динамических свойств является пустотелый валок (рис. 16, б), технология изготовления которого обеспечивает равную толщину стенок гильзы вала по диаметру и длине, а также отсутствие внутри гильзы остатков земли

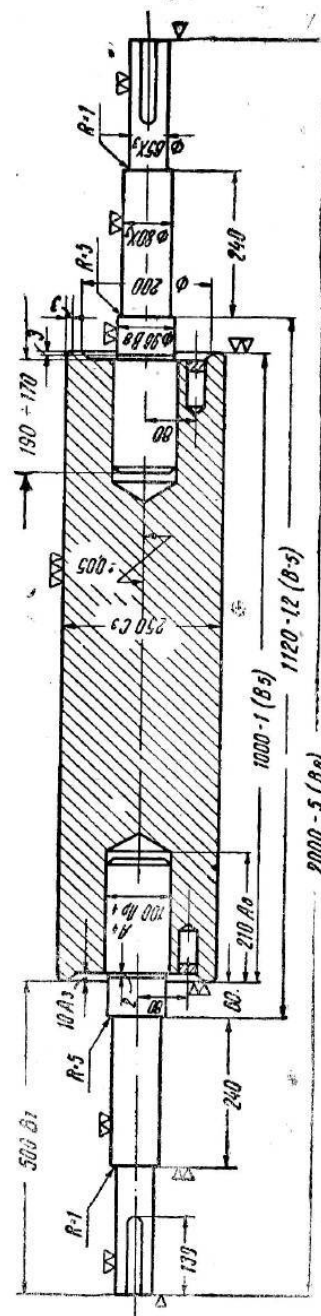


Рис. 17. Валок вальцевым станкам ЗВН и ЗВГ

Рис. 18. Размеры сошлифовки концов
валка на конус

Для устранения этого концы валков (рис. 18) на длине C шлифуют на конус, размеры которого, в зависимости от длины вала, можно брать по табл. 14 (приведена по работе проф. П. А. Козьмина „Американские помолы“).

Таблица 14

Величины сошлифовки на конус
бочек вала по краям

Длина валка l в мм	Размеры для со- шлифовки на конус в мм	
	B	C
450—600	0,0130	50,0
600—750	0,0190	63,0
750—900	0,0250	75,0
900—1050	0,0320	88,0

Объяснение необходимости сошлифовки концов валка на конус дано доц. А. В. Панченко (57), который указывает, что при усилиях 2000 кг, испытываемых валком размерами 250×800 мм, наименьший прогиб валка посредине составляет величину 0,02—0,03 мм. Это, по его мнению, обуславливает необходимость сошлифовки концов валка на конус.

В этой же работе А. В. Панченко доказывается ошибочность утверждений ряда немецких авторов, полагающих, что шлифовка концов валка диктуется неравномерностью расширения диа-

метров по середине и по краям пустотелого вала. В действительности при нагревании полого или сплошного цилиндрического тела расширение их в диаметре будет одинаково, если они изготовлены из однородного материала, имеют равные диаметры и нагреты до одинаковой температуры. В данном случае неравномерность в увеличении диаметров может быть только при наличии разных температур по краям вала и по середине. Последнее может иметь место только у неисправно работающего станка, когда перегрелись подшипники и от их нагрева тепло конвекцией по шейке вала передается на торец гильзы, либо наблюдается нагрев торцов гильзы за счет трения о поверхность станины. Кандидат технических наук Л. И. Розенштейн (41) считает, что это может быть следствием прогиба вала. Если края вала не сошлифованы по концам, валок размельчает интенсивно краями; поэтому температура у концов вала повышается, вследствие чего увеличиваются и диаметры концов валков.

Интенсивность измельчения продукта при нарезных валках в большей степени зависит от профиля поперечного сечения рифлей, их количества на 1 см длины окружности вала, уклона рифлей относительно образующей вала и, наконец, от комбинации рифлей, т. е. их взаиморасположения на быстром и медленном валках вальцевого станка.

Вопрос о значении правильной нарезки валков впервые научно поставлен проф. П. А. Козьминым. Им же даны предположения теоретическому обоснованию этого вопроса. В своём курсе „Мукомольно-крупяное производство“ проф. И. А. Козьмин (23) указывает: „При исследовании вопроса о рифлении вальцев нужно выставить следующие требования:

1. Форма рифлей.
2. Уклоны их.
3. Расположение углов резания.
4. Количество рифлей.

Было бы ошибочно думать, что какие-либо из этих четырёх требований имеют большее или меньшее значение. Количество рифлей, их расположение, уклон и форма одинаково важны в данном процессе“.

Форма рифлей валков

Форма рифлей валков, применяемых в настоящее время на отечественных мельницах, изображена в перспективе на рис. 19. Как видно из рисунка, рифли в поперечном сечении представляют трапецию с углом $\gamma = 90^\circ$. Угол α , образованный короткой гранью рифлей, называемой гранью острия, и радиусом, соединяющим центр вала с точкой a , называется углом острия; угол β называется углом спинки в соответствии с наименованием грани b , называемой спинкой. Угол γ носит название угла заострения рифли и, наконец, угол φ , образованный касательной к окружности вала и передней гранью (по отноше-

нию к направлению движения вала) называется углом резания.

По периметру вала у вершины рифли создают плоскую площадку ab , ширина которой, по данным кандидата технических наук Л. И. Розенштейна (41), должна находиться в пределах 0,1—0,25 мм. Последнее обусловлено необходимостью сохранить точность формы цилиндра вала после его нарезки, что было бы трудно достигнимо при наличии острой вершины у рифли.

Сопряжение граней острия и спинки двух соседних рифлей выполняется по радиусу величиной $r = 0,5$ мм; расстояние t между двумя соседними рифлями, измеренное по окружности, носит название шага рифли; высота рифли по радиусу определяется выражением:

$$h = \frac{t \sin 2\alpha}{2}$$

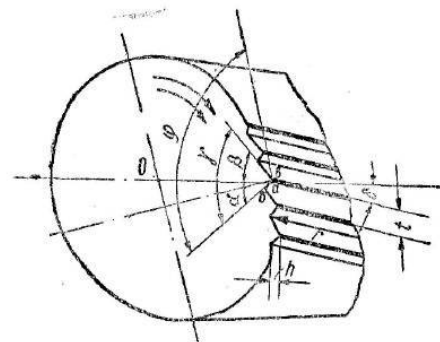


Рис. 19. Элемент нарезного вала

Вопрос о наиболее рациональной форме профиля рифли подвергался многочисленным экспериментальным и теоретическим исследованиям. В результате на наших предприятиях принят единый профиль рифли, который определяется следующими параметрами: $\angle \alpha = 20^\circ$; $\angle \beta = 70^\circ$; $\angle \gamma = \angle \alpha + \angle \beta = 90^\circ$. Впервые профиль рифли с углом заострения $\gamma = 90^\circ$ был признан наиболее рациональным в 1883 г. основоположником теории работы вальцевого станка проф. П. А. Афанасьевым.

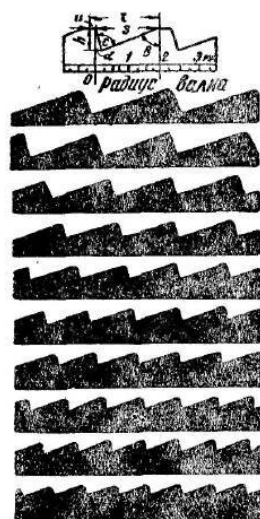
Рифли на валках нарезают после шлифовки вала резцами из сверхтвёрдых сплавов на специальных вальцезрезных станках¹. Количество рифлей принято выражать числом их, приходящимся на 1 см длины окружности вала. На наших мельницах применяют нарезные валки с количеством рифлей от 4 до 10 на 1 см для драных систем, от 9 до 11 на 1 см — для шлифовки крупы и от 12 до 16 на 1 см — для вымольных систем. На рис. 20 приведены размеры десяти основных типо-размеров рифлей.

Соблюдение в эксплуатации точной геометрии профиля рифлей имеет большое значение как в отношении правильности ведения технологического процесса, так и в целях экономии расхода энергии на измельчение.

Взаиморасположение рифлей на валках

Интенсивность воздействия рифлей на продукт будет различной в зависимости от того, каково их относительное взаиморасположение на паре (быстром и медленном) вращающихся валков

¹ Об устройстве вальцезрезных станков см. работу кандидата технических наук Л. И. Розенштейна „Техминимум для рифельщика“ М. Заготиздат, 1943 г.



Количество рифлей на 25 мм	Шаг рифля t	Ширина прокладки n	Расстояние между рифлями s	Высота рифля h
10	2500	100	2400	772
12	2084	100	1984	638
14	1785	100	1686	542
16	1563	100	1463	470
18	1389	100	1289	414
20	1250	100	1150	370
22	1136	100	1036	333
24	1042	100	942	303
26	962	100	862	277
28	893	100	793	255

Размеры в микронах

Рис. 20. Профили рифлей

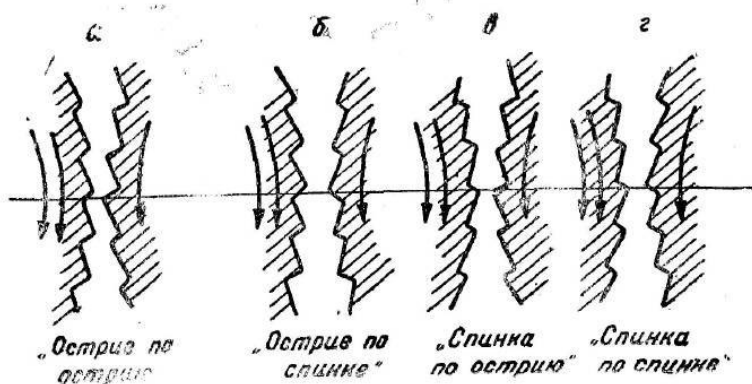


Рис. 21. Взаиморасположение рифлей на валках вальцевого станка

вальцевого станка. Возможные четыре комбинации взаиморасположения рифлей изображены на рис. 21. Наиболее эффективное воздействие на продукт в отношении скалывания будет при комбинации рифлей „острие по острию“ (рис. 21, а) и наиболее мягкое—при комбинации „спинка по спинке“ (рис. 21, г). По данным Скотта (58), измельчение пшеницы на I драной системе при извлечении в 35% [процент извлечения принят как проход через сито № 8 (20)], одинаковом профиле и состоянии рифлей, но при различных комбинациях расположения их—„острие по острию“ и „спинка по спинке“—показало, что состав продуктов измельчения получился различный, что видно из табл. 15.

Данные табл. 15 показывают, что при комбинации а общий выход крупы 26,5% и на 4,5% больше, чем для комбинации г, при меньшем на 4% общем выходе муки и дунстов. Таким образом, при работе рифлей „острие по острию“ зерно разрушается на более крупные фракции за счёт более интенсивного воздействия острых граней рифлей быстровращающегося вала на зерно, поддерживаемое в процессе разрушения также острыми гранями медленно вращающегося вала.

Уклон рифлей валков

Рифли располагаются на валке не параллельно образующей цилиндра, а под углом. Принятые уклоны рифлей колеблются в пределах от 4 до 18%, причём меньшие уклоны принимают на валках I драных систем, а большие—на последующих.

Уклоны рифлей на обоих парно работающих валках одинаковы, но так как валки вращаются навстречу друг другу, то происходит пересечение рифлей под углом, равным двойному углу наклона рифлей, т. е. под углом 2 β (рис. 22).

Указанные углы наклона рифлей выработаны практикой. Теоретическое объяснение необходимости уклона рифлей пытались дать немецкие авторы Кеттенбах и Баумгартнер (23), которые рассматривали дробление зерна или его частей рифлями валков как процесс, аналогичный резанию продукта ножницами. Неправильность этого теоретического объяснения отмечает проф.

Таблица 15
Изменение выхода продуктов размола зерна
в зависимости от комбинации рифлей

Наименование продукта	Количество продукта в %	
	при комбинации „острие по острию“ (а)	при ком- бинации „спинка по спинке“ (г)
Крупная крупа	14,0	13,5
Средняя „	9,8	5,0
Мелкая „	3,5	3,5
Общий выход крупы	26,5	22,0
Дунсты	5,5	8,5
Мука	3,0	4,0

П. А. Козьмин в своей книге „Мукомольно-крупяное производство“ (23). Дело в том, что при резании любого материала ножницами угол наклона режущих граней 2δ (см. рис. 22) в процессе резания изменяется (исключение составляют гильотинные ножницы). У наклонных рифлей валков вальцевого станка угол 2δ (см. рис. 21) постоянный.

Проф. П. А. Козьмин объясняет применение уклона рифлей тем, что при рифлях, параллельных образующей, разрушение

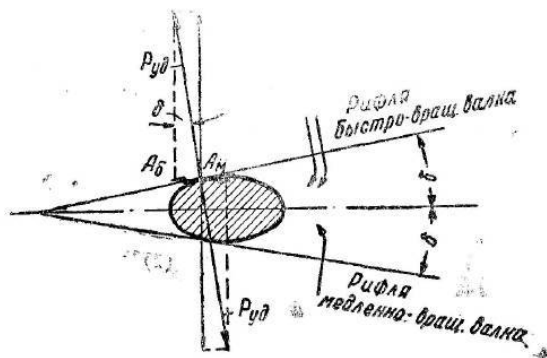


Рис. 22. Схема усилий на рифлях пары валков

продукта рифлями происходило бы периодически. Если же рифлям придан уклон, то валки работают более равномерно. Кеттенбах и Баумгартнер допустили так же ошибку и в отношении „теории“ направления осевых усилий, действующих на валки вследствие уклона рифлей. По данным Кеттенбаха и

Баумгартнера, оба вала должны испытать осевое усилие одного знака, т. е. оба сдвигаются либо вправо, либо влево, в зависимости от уклона рифлей. Неправильность этого суждения для уклонов рифлей, которые применяются на практике, экспериментально доказана опытами, произведенными в 1946/47 г. инж. А. Е. Бауманом (44) на мельнице в Куйбышеве. Теоретическое объяснение неправильности выводов Кеттенбаха и Баумгартнера видно из следующего. Ввиду того, что скорость быстровращающегося нарезного вала больше скорости медленновращающегося вала, рифлю последнего в момент удара можно сравнить с неподвижной „наковальней“, на которой лежит зерно или его частица. Разрушающая сила удара рифли быстровращающегося вала показана вектором $P_{уд}$, направленным нормально к образующей рифли быстровращающегося вала (см. рис. 22). Применяемые на практике углы наклона рифлей, как было указано выше, колеблются в пределах от 4 до 18°, или в угловом измерении от 2°18' до 10°13', т. е. они меньше угла трения измельчаемых продуктов о материал рифли вала, так как последние, согласно данным табл. 16 (см. стр. 40) для драной крупы, от 17 до 21°. Следовательно, как бы ни была велика сила удара, зерно не может сдвинуться вдоль рифли медленновращающегося вала и в момент удара составляет с рифлей одно целое.

Схема сил, приводимая на рис. 22, показывает, что реакция от силы удара, испытываемая рифлей быстровращающегося вала, направлена по нормали к рифли вверх. Давление, испытываемое зерном в момент удара, а вместе с ним и рифлей

продукта рифлями происходило бы периодически. Если же рифлям придан уклон, то валки работают более равномерно.

Кеттенбах и Баумгартнер допустили так же ошибку и в отношении „теории“ направления осевых усилий, действующих на валки вследствие уклона рифлей. По данным Кеттенбаха и

медленновращающегося вала, составляющей с зерном как бы одно целое, направлено вниз и также по нормали к рифле быстровращающегося вала.

Следовательно, осевые усилия A_δ и A_m , испытываемые парой нарезных валков, направлены противоположно друг другу.

4. Угол захвата и минимально допустимый диаметр валков¹

Под углом захвата понимается угол α , образованный радиусом OA с линией, соединяющей центры валков (рис. 23).

Рассмотрим, какой величине должен равняться угол захвата, чтобы обеспечить затягивание частицы в зону её измельчения гладкими валками. Точки контакта A и A_1 соответствуют начальному моменту измельчения, т. е. поступлению частиц на валки. В этот момент частица (назовём её условно M) действует на каждый валок по нормали с некоторым усилием P , величина которого зависит от веса измельчаемой частицы, начальной скорости её поступления на валки и ряда других факторов. Из закона Ньютона известно, что действие равно и прямо противоположно противодействию, т. е. на частицу M по нормали к поверхности вала будет действовать такое же усилие P . Вертикальная составляющая этого усилия $P \sin \alpha$ (см. рис. 23), направленная вверх, стремится вытолкнуть частицу M из зоны измельчения, однако вертикальная составляющая сила трения $fP \cos \alpha$, направленная вниз, затягивает частицу M в зону измельчения.

Исходя из изложенного, нетрудно составить уравнение равновесия сил, действующих на частицу M в момент её начального контакта с обоими валками. Принимая поверхность валков гладкой, а форму частицы шарообразной, получим:

$$2P \cdot \sin \alpha = 2fP \cdot \cos \alpha.$$

Для того чтобы частица M была затянута валками в зону измельчения, необходимо соблюдение следующего условия:

$$2P \cdot \sin \alpha < 2fP \cdot \cos \alpha,$$

откуда

$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} < f, \text{ т. е. } \operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \varphi, \text{ или } \alpha < \varphi,$$

¹ Расчеты, приводимые ниже, относятся к случаю расположения осей валков в одной горизонтальной плоскости и для одинаковой их окружной скорости. В вальцевых станках, применяемых на наших мельницах, оба эти условия отсутствуют.

где φ — угол трения данного продукта о материал валка;
 α — угол захвата.

Таким образом, можно окончательно написать, что для захвата продукта валками необходимо соблюдение условия, чтобы

$$\angle \alpha < \angle \varphi,$$

т.е. угол захвата должен быть меньше угла трения.

Таким образом, для практического решения вопроса о том, будут ли данные частицы затянуты в зону измельчения или нет, необходимо знать величины углов трения и значение угла захвата, зависящего от размера частиц d , диаметра валков D и расстояния между валками b .

Числовые значения углов трения для некоторых продуктов, в зависимости от материала валков, приведены в табл. 16 по данным проф. П. А. Афанасьева.

Таблица 16

Числовые значения углов трения

Материал валков и состояние их поверхности	Для дунстов		Для крупы		Драная крупа	
	угол трения в °	коэффи- циент трения	угол трения в °	коэффи- циент трения	угол трения в °	коэффи- циент трения
Чугун гладко поли- рованный	12	0,213	11	0,194	17—21	0,306— 0,384
Чугун с матовой по- верхностью	16	0,287	15	0,268	—	—
Чугун с сильно ма- товой поверхно- стью	18	0,325	17	0,306	—	—
Фарфор с натураль- ной матовой по- верхностью	22	0,404	20	0,364	—	—

Числовое значение угла захвата может быть определено по следующему выражению:

$$\cos \alpha = \frac{D+b}{D+d},$$

которое легко вывести, пользуясь рис. 24. Мы видим, что

$$OO_1 = \frac{D}{2} + b + \frac{D}{2};$$

с другой стороны

$$OO_1 = \frac{D}{2} \cos \alpha + 2d \cdot \cos \alpha + \frac{D}{2} \cdot \cos \alpha,$$

следовательно, $D + b = D \cos \alpha + d \cdot \cos \alpha$,

откуда

$$\cos \alpha = \frac{D+b}{D+d}.$$

Пользуясь этим же выражением, нетрудно вывести уравнение, по которому можно определить минимально допустимый диаметр валков $D_{\min}$, при котором будет ещё возможность

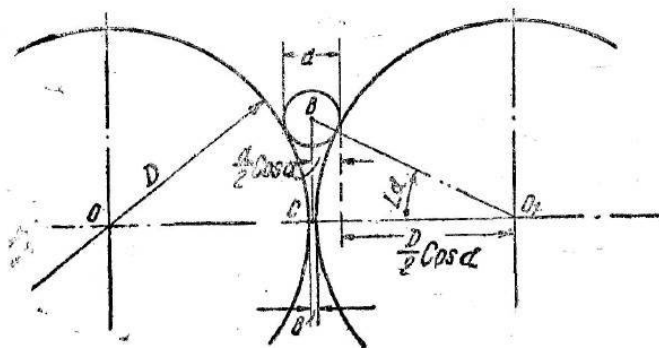


Рис. 24. Схема для определения длины пути измельчения

затягивания продукта данного размера d валками в зону измельчения, характеризуемую определенным расстоянием между валками b .

Действительно, выражение

$$D + b = D \cos \alpha + d \cos \alpha$$

можно переписать как

$$D - D \cos \alpha = d \cos \alpha - b,$$

откуда

$$D = \frac{d \cos \alpha - b}{1 - \cos \alpha};$$

но так как предельное значение угла захвата будет равно углу трения $\angle \alpha = \angle \varphi$, следовательно, минимально допустимый диаметр валков определится как

$$D_{\min} = \frac{d \cos \varphi - b}{1 - \cos \varphi}.$$

Рассматривая это уравнение видим, что величина минимально допустимого диаметра валков будет тем больше, чем больше начальный размер d измельчаемой частицы и чем меньше значение угла трения φ и зазора между валками b . Очевидно, что $D_{\min}$ мы получим при плющении целого зерна, так как при этом будем иметь максимальное значение величины d при сравнительно малой величине зазора между валками b . Так, если для плющения пшеницы, согласно данным, приведённым в табл. 2, можно взять частицы $d = 2,9$ мм, а минимальное значение зазора принять $b = 0,2$ мм, то при значении (по табл. 16) угла трения

для гладких полированных валков $\varphi = 17^\circ$ получим, что минимально допустимый диаметр валков будет:

$$D_{\min} = \frac{2,9 \cdot \cos 17^\circ - 0,2}{1 - \cos 17^\circ} = \frac{2,57}{1 - 0,9563} = 59 \text{ мм.}$$

В практике применяются валки значительно больших диаметров. Так, в наших отечественных вальцевых станках имеются валки диаметром 250 мм и реже—300 и 350 мм.

5. Скорости вращения валков, длина пути и время обработки продукта, число и интенсивность воздействия рифлей на измельчаемый продукт

Если два парно работающих валка будут вращаться с одинаковыми окружными скоростями, то размалываемые зёрна подвергнутся сжатию в зоне измельчения. Такое воздействие приведёт к раздавливанию и сплющиванию зерна либо его частиц, что происходит в плющильных вальцевых станках, разрушающих продукт сплющиванием и превращающих его в лепёшки.

При крупчатном помоле зерна в муку характер измельчения должен быть совершенно иным. Вначале необходимо „развернуть“ зерно на I драной системе, т. е., не нарушая, по возможности, покрова зерна, „вскрыть“ эндосперм, находящийся внутри оболочек, чтобы на последующих драных системах „соскоблить“ частицы эндосперма с оболочек, опять-таки не разрушая, по возможности, последних.

Очевидно, для того чтобы достигнуть указанных целей, необходима, с одной стороны, соответствующая форма поверхности валков, а с другой, — ведение процесса разрушения зерна и его частей с обеспечением деформации сдвига, а не только сжатия. Последнее может быть достигнуто в том случае, если валкам сообщить различные окружные скорости; при этом, быстровращающийся валок будет разрушать зерно либо продукты его переработки, увлекая частицы относительно медленно вращающегося валка.

Отношение окружных скоростей парно работающих валков вальцевого станка в практике мукомольного производства принято называть дифференциалом.

Обозначив дифференциал через i , получим, что

$$i = \frac{v_6}{v_m},$$

где v_6 — окружная скорость быстровращающегося валка;
 v_m — окружная скорость медленно вращающегося валка.

Применяемые на практике величины дифференциалов колеблются в пределах $i = 1,1$ для размольных систем и до $i = 3,5$

(для специфических случаев) — на драных системах, например при размоле кукурузы.

Окружные скорости быстровращающихся валков на отечественных мельницах приняты в пределах 5—6 м/сек.

Степень измельчения зерна и продуктов его переработки зависят от ряда факторов, в частности от длины пути

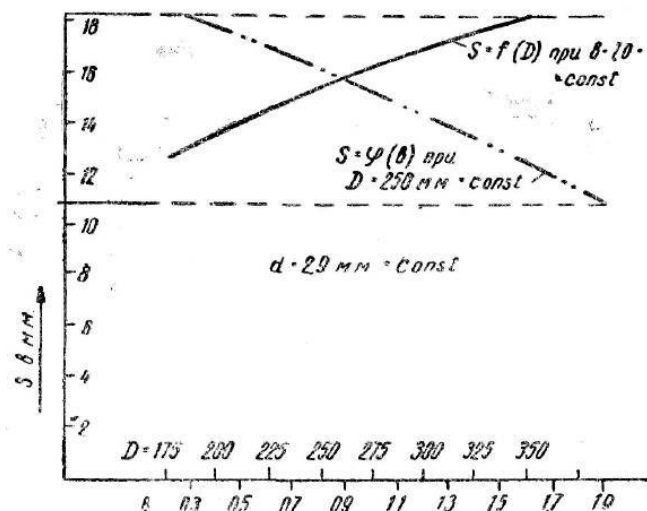


Рис. 25. Графики изменения длины пути измельчения в зависимости от D и d .

измельчения s , которая в свою очередь определяется диаметром валков, величиной рабочего зазора b и исходным размером d измельчаемой частицы. Величину длины пути измельчения s принимают с некоторым приближением равной отрезку BC (см. рис. 24), который может быть определён в виде функции от D , b и d ; из рассмотрения прямоугольного треугольника OBC видно, что:

$$s = BC = \sqrt{\left(\frac{D}{2} + \frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{D}{2} + \frac{b}{2}\right)^2}.$$

После простейших преобразований получим, что

$$s = \sqrt{\frac{D}{2}(d - b) + \frac{d^2 - b^2}{4}}.$$

Анализируя это выражение видим, что увеличение диаметра валков, размера исходного продукта и уменьшение зазора между валками увеличивают длину пути измельчения, а следовательно, в определенной степени изменяют характер измельчения, что видно из графиков, приведенных на рис. 25 для случая измельчения целого зерна с размером $d = 2,9 \text{ мм} = \text{const}$.

Обоснованных данных о продолжительности воздействия валков на продукт не имеется, так как ни экспериментально, ни теоретически пока не установлена скорость прохождения продукта через зону измельчения валков вальцевого станка.

В подсчетах скорость прохождения продукта между валками вальцевого станка принимают равной значению среднеарифметической скорости быстро и медленно вращающихся валков станка т. е.

$$v_{np} = \frac{v_6 + v_m}{2}.$$

Если принять это допущение, то время обработки одного зерна, имеющего $d=2,9 \text{ мм}^1$ на I драной системе с валками диаметром $D=250 \text{ мм}$ при $v_6=6 \text{ м/сек}$, $i=2,5$ при крупчатном помоле, где значение зазора b может быть принято $b=1,0 \text{ мм}$, составит:

$$\tau_0 = \frac{s}{1000 \cdot v_{np}} = \frac{15,5}{1000 \cdot 4,2} = 0,0037 \text{ сек.}$$

Для этого же зерна при обойном помоле ($b=0,5 \text{ мм}$) время обработки составит:

$$\tau_0 = 0,0042 \text{ сек.}$$

Для последующих за I драной систем путь и время обработки будут величинами ещё более малыми.

В случае применения нарезных валков появляется ещё один новый фактор, влияющий на степень и качество измельчения, а именно—количество воздействий рифлей быстровращающегося валка на продукт, как бы поддерживаемый в процессе измельчения рифлями медленно вращающегося валка. Это количество воздействий может быть определено по выражению:

$$z = \frac{\pi D a k (i-1)}{360},$$

где D —диаметр валка в мм;
 a —угол захвата в градусах;
 k —число рифлей на 1 см;
 i —дифференциал.

Уравнение предложено проф. П. А. Козьминым и выведено в предположении, что продукт, двигаясь в процессе измельчения со скоростью медленно вращающегося валка, подвергается ударам рифлей быстровращающегося валка.

Анализ уравнения показывает, что число воздействий тем больше, чем больше D , i и k при условии, что d и b —постоянны.

На рис. 26 графически представлены зависимости: 1) z от D при $d=2,9 \text{ мм}$, $b=1,0 \text{ мм}$ и $k=4$ и 2) z от i при $D=250 \text{ мм}$, $b=1 \text{ мм}$ и $k=4$.

¹ Предположено, что зерно расположено своей длинной осью параллельно оси валков.

На степень измельчения влияют также относительная скорость валков, которая может быть выражена как $v_0 = v_6 - v_m$. Подставляя из уравнения $i = \frac{v_6^2}{v_m}$, получим, что

$$v_0 = v_6 \left(1 - \frac{1}{i} \right).$$

Анализируя это уравнение видим, что относительная скорость зависит от скорости быстровращающегося валка v_6 и дифференциала i .

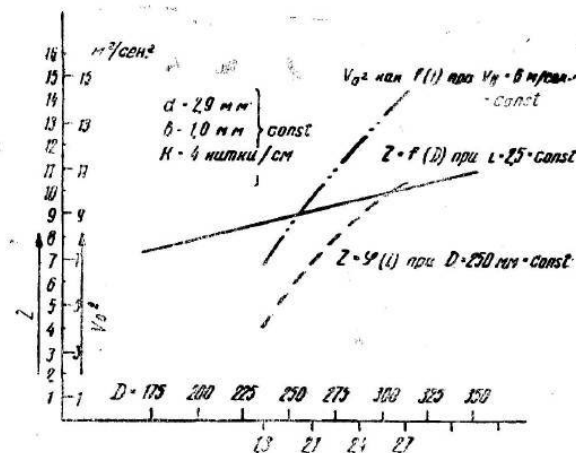


Рис. 26. Графики изменения v_0^2 и числа воздействий z рифлей на продукт в зависимости от дифференциала валков

Проф. П. А. Козьмин (23) предложил гипотезу о влиянии относительной скорости на характер измельчения зерна¹, суть которой заключается в следующем: технологический эффект измельчения определяется не только количеством воздействия рифлей на продукт, но и силой удара рифли, которая может быть охарактеризована величиной квадрата относительной скорости, т. е. v_0^2 .

Насколько ощутительно изменение силы удара при различных значениях v_0 при $v_6 = \text{const} = 6 \text{ м/сек}$ и переменном i , видно из графика, изображенного на рис. 26.

Влияние v_0 на степень и качество измельчения изучалось рядом исследователей: доц. Панченко (36), инж. Пенсом (57), доц. Наумовым, причём достаточно ясности в этот вопрос пока не внесено.

¹ Подробнее см. статью проф. П. А. Козьмина в журн. «Советское мукомолье и хлебопечение» № 1 за 1935 г. «К теории работы и производительности вальцевых станков в связи с большими скоростями валков».

6. Механизм питания

На качество измельчения продукта влияет не только рациональность конструкции мелющих валков станка, но и надлежащая конструкция питающего механизма, правильность его увязки с узлом валков в общей конструктивной схеме станка.

Проф. П. А. Козьмин так определяет роль и влияние питающего механизма на эффект работы вальцевого станка: „Рабочие поверхности будут давать однообразный размол только тогда, когда продукт подводится к вальцам непрерывным потоком одинаковой толщины по всей длине рабочих поверхностей“.

На рис. 27 изображён в поперечном разрезе питающий механизм вальцевого станка Главпродмаша марок ЗВН и ЗВГ, наиболее распространенного на наших мельницах. Продукт из самотёка поступает в бункер 1, откуда из-под заслонки 2 захватывается верхним, так называемым дозировочным, валиком 3; сообщив продукту начальную скорость порядка $0,15 \text{ м/сек}$, дозировочный валик передает продукт на нижний, так называемый распределительный, валик 4. В зависимости от величины окружной скорости распределительного валика 4 продукт, отрываясь от него в той или иной точке на окружности, летит по некоторой траектории, преодолевая сопротивление воздушной среды до вступления в зону измельчения.

Количество продукта, подаваемого механизмом питания из бункера, регулируется величиной „зазора питания“, под которым следует понимать расстояние, измеренное по радиусу между нижним краем заслонки 2 и образующей цилиндра питающего валика.

Для возможности оценки существующих конструкций питающих механизмов необходимо установить основные требования, которым должен отвечать данный механизм, и рассмотреть некоторые теоретические и практические вопросы, касающиеся механизмов питания.

Механизм питания для правильного выполнения своих функций должен отвечать ряду требований:

1. Обеспечить непрерывную и равномерную подачу продукта лентой одинаковой толщины по всей длине валков.

2. Обладать чувствительностью в регулировании количества продукта, подаваемого на измельчение, осуществляя его автоматически в зависимости от поступления продукта в бункер станка¹.

¹ Автоматическое регулирование вызывается необходимостью автоматизации размольного отделения мельницы, а не станка, т. к. это автоматическое регулирование полезно в том отношении, что оно исключает чрезмерные накопления продукта над станком в случае усиленного поступления продукта по каким-либо случайным причинам с предыдущей системы. Для технологического эффекта измельчения автоматизация не приносит пользы, так как с изменением производительности изменяется и качество измельчения при постоянстве рабочего зазора между валками.

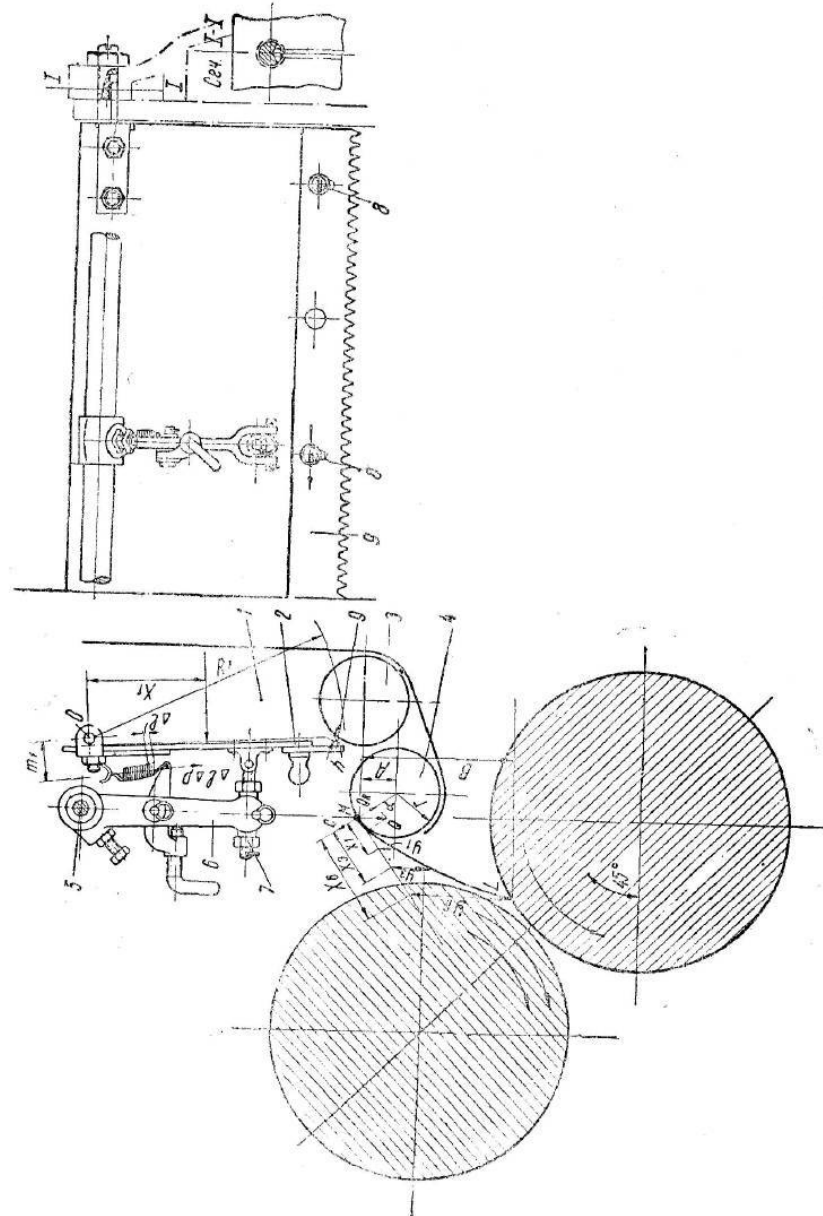


Рис. 27. Механизм питания вальцевого станка ЗВН

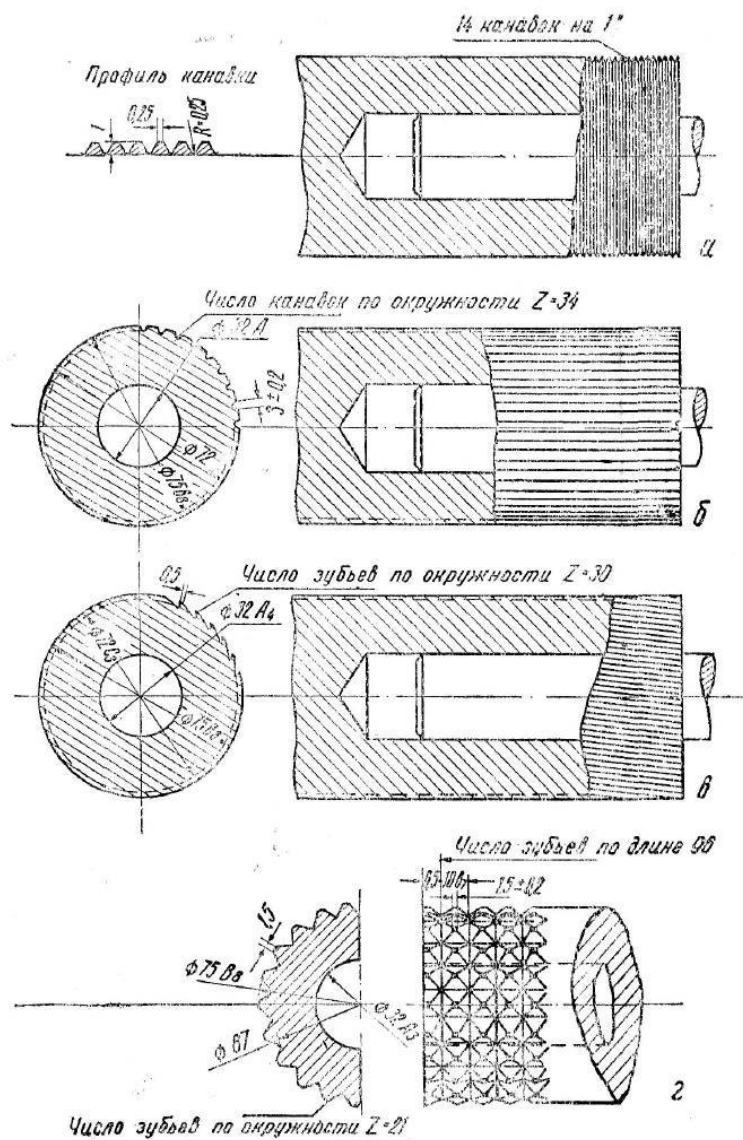


Рис. 28. Профили поверхностей питающих валков вальцевых станков ЗВН и ЗВГ.

3. Располагаться по отношению к рабочим валкам таким образом, чтобы обеспечить беспрепятственное поступление продукта в зону измельчения.

4. Быть доступным и удобным для осмотра и регулирования с обеспечением безопасности этих операций.

Равномерность толщины ленты продукта и непрерывность её подачи механизмом питания зависят от размеров, формы

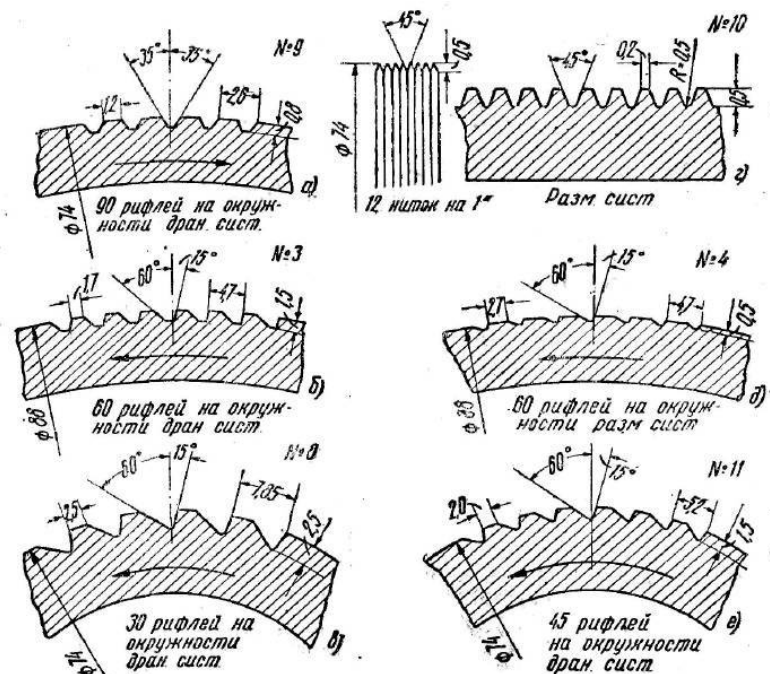


Рис. 29. Профили поверхностей питающих валков вальцевого станка завода МИАГ

поверхности и кинематических показателей питающих валков а также от конструкции заслонки питающего механизма.

Диаметры питающих валков в станках различных конструкций колеблются в пределах от 50 до 90 мм (в большинстве случаев 75 мм). Применяемые формы поверхностей питающих валков разнообразны, что показывает, рис. 28 (а, б, в, г), на котором изображены формы поверхностей питающих валков станков Главпродмаша марок ЗВН и ЗВГ, и рис. 29 (а, б, в, г, д, е) — станка автомата завода МИАГ.

В табл. 17 и 18 приведены данные, показывающие, какие валки по рис. 29 завод МИАГ рекомендует применять в зависимости от режима (системы), работы данного станка, и какие окружные скорости им следует сообщать. Указанные в табл. 17 и 18 скорости питающих валков относятся к станкам со скоростью быстровращающихся валков $v_6 = 3,0$ м/сек.

При скоростях $v_0 > 3$ м/сек, очевидно, следует увеличить и скорости питающих валков.

Рассматривая табл. 17 и 18, видим, что, за исключением размольных систем и I драной, для всех остальных драных систем рекомендуется применять лишь один нижний питающий валок

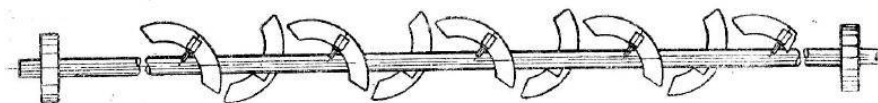


Рис. 30. Шнек-ворошитель

и на него переносить заслонку, а взамен верхнего дозирочного валика ставить шнек-ворошитель (рис. 30).

Несмотря на очевидную важность иметь проверенные данные о рациональности форм поверхностей питающих валков для тех или иных продуктов измельчения, каких-либо экспериментальных либо теоретических исследований по этому вопросу в литературе нет. Нет также данных о количестве продукта, подаваемого питающим механизмом в зависимости от величины зазора между заслонкой и валиком, о скорости, размерах и формах поверхности питающих валков в зависимости от характеристики продукта, для которого предназначен данный механизм питания.

Таблица 17

Профили поверхностей и кинематические показатели механизма питания для крупчатного помола пшеницы

Наименование размалывающей системы	№ профилей и форм поверхностей питающих валков		Окружные скорости питающих валков в м/сек		Число об/мин. шнека-ворошителя	Место установки заслонки
	нижнего	верхнего	нижнего	верхнего		
I драная	9	3	0,20	0,078	—	На заднем валике
II	8	шнек-ворошитель	0,26 0,18 0,14	—	22 16 12	На переднем валике
III, IV, V, VI драные крупные	—	"	0,14	—	22 16 12	То же
III, IV, V, VI драные мелкие	11	"	0,20	—	17	"
Все размольные системы	10	4	0,16	0,064	—	На заднем валике

Профили поверхностей и кинематические показатели механизма питания для помола ржи

Наименование размалывающей системы	№ профилей и форм поверхности питающих валков		Окружные скорости питающих валков в м/сек		Число об/мин. шнека ворошителя	Место установки заслонки
	нижнего	верхнего	нижнего	верхнего		
I драная	9	3	0,20	0,078	—	На заднем валике
II, III, IV драные крупные	14	—	0,26 0,18 0,14	—	22 16 12	На переднем валике
II, III, IV, V, VI драные мелкие	9	3	0,40	0,157	—	На заднем валике
Вымольный пассаж	9	4	0,4	0,157	—	То же
Размол крупы	10	4	0,4	0,157	—	"

На рис. 31 приведен график зависимости количества продукта, выгребаемого дозирочным валиком из-под заслонки (секторного типа), в зависимости от величины зазора питания.

График получен экспериментально для I драной системы в 1948 г. во ВНИИЗ кандидатом технических наук С. Д. Хусид.

График на рис. 31 показывает, что даже в условиях I драной системы, где измельчаются крупные частицы, весьма небольшие изменения в величине зазора питания приводят к значительным изменениям производительности. А именно — изменению зазора в 1 мм соответствует изменению производительности примерно в 75 кг/см. сутки, что для обычной при сортовых помолах пшеницы производительность I драной системы в 675 кг/см. сутки приведет к изменению производительности станка на $75/675 \cdot 100 = 11\%$.

Очевидно, что требования к точности зазора питания при переходе к системам, последующим за I драной, где измельчаются не целые зерна, а их частицы, будут еще более высокими.

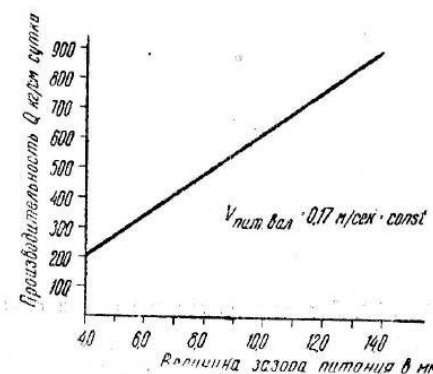


Рис. 31. Зависимость пропускной способности питающего механизма (валика с заслонкой) от величины отверстия между питающим валиком и краем заслонки

В настоящее время в конструкциях вальцевых станков распространены две резко отличные конструкции заслонок: клапанного типа и секторные, так называемые „плавающие“ заслонки.

Заслонка клапанного типа (см. рис. 27), изготовленная из стального листа (в виде прямоугольника), подвешена по длине в точках O на цилиндрических цапфах к боковинам станины

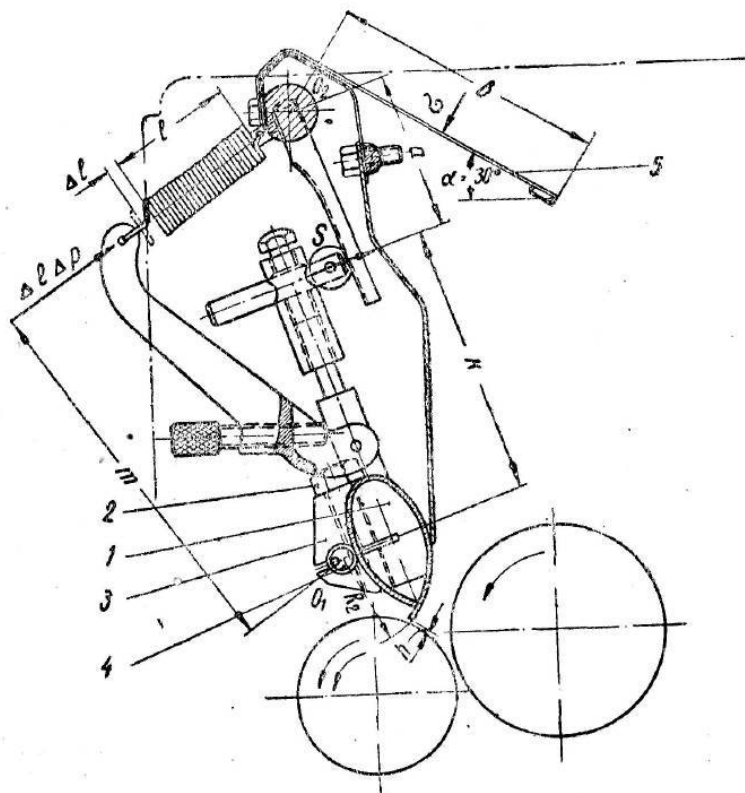


Рис. 32. Заслонка секторного типа к механизму питания вальцевого станка

станка. Управление заслонкой (вручную) производится поворотом валика 5 (специальным рычажно-винтовым механизмом, помещённым снаружи станины станка), на котором неподвижно закреплены два вильчатых рычага 6, связанных с заслонкой шарнирным звеном в виде болта с муфтой 7.

В этой заслонке для изменения зазора питания, например на 0,3 мм, требуется угловой поворот заслонки на

$$\Delta \alpha_1 = \frac{0,3 \cdot 360^\circ}{2\pi \cdot R_1} = \frac{0,3 \cdot 360^\circ}{2\pi \cdot 165} = 0,104^\circ,$$

или в секундах: $0,10 \cdot 60 = 6,2$.

Понятно, что точно осуществить такое малое угловое перемещение очень трудно. Если мы обратимся к конструкции секторной заслонки (рис. 32), то увидим, что для изменения зазора питания на те же 0,3 мм требуется повернуть заслонку I вокруг точки O_1 уже на

$$\Delta \alpha_2 = \frac{0,3 \cdot 360^\circ}{2\pi \cdot R_2} = \frac{0,3 \cdot 360^\circ}{2\pi \cdot 40} = 0,43^\circ,$$

т. е. почти на полградуса, поэтому заслонку, показанную на рис. 32, легче регулировать.

Точность регулирования зазора питания обязывает иметь заслонки жёсткой конструкции. В заслонке клапанного типа (см. рис. 27) эта жёсткость не обеспечена и трудно осуществима. В заслонке секторного типа (см. рис. 32) жёсткость конструкции бо́льшая, так как в поперечном сечении она выполнена в виде жёсткого полого тела каплеобразной формы.

Равномерность толщины ленты продукта по всей длине валков требует от конструкции заслонки простоты устройства для регулирования параллельности края заслонки к образующей питающего валика. В секторной заслонке это устройство достаточно удобно, а именно для „выверки“ равномерности зазора питания по длине необходимо освободить болты 2, стягивающие в прорезях щёк 3 цапфы с эксцентричными пальцами 4, на которых подвешена в бронзовых втулках (запрессованных в стенки боковин станины) заслонка 1. Освобождая болты 2, мы одновременно освобождаем заслонку 1, даём ей возможность опуститься и плотно коснуться рабочей кромкой по всей длине образующей питающего валика. Убедившись в параллельности заслонки и валика, закрепляют болты 2.

В заслонке клапанного типа (см. рис. 27) параллельность её валику устанавливают таким образом. Ослабляют четыре винта 8 и опускают планку 9 до прилегания с образующей питающего валика. После этого закрепляют винты 8. Учитывая, что резьба винтов, как правило, покрывается ржавчиной (из-за влажности продукта), осуществление регулирования бывает затруднительно.

Для сравнения чувствительности механизмов автоматического регулирования у заслонок клапанного и секторного типов, изображённых на рис. 27 и 32, определим, приближённо, без учёта сил инерции и трения, чувствительность этих механизмов. Под чувствительностью будем понимать отношение изменения величины зазора питания к соответствующему ему приращению количества продукта в бункере станка за бесконечно малый промежуток времени, т. е.

$$\frac{dh}{dH},$$

где h —величина зазора питания;

H —высота столба продукта (в бункере станка), составляющая веса которого является той силой, которая приводит в движение механизм заслонки.

Если принять для заслонки клапанного типа (см. рис. 27), что бункер загружен зерном, заслонка вертикальна, а усилие, воспринимаемое заслонкой, направлено горизонтально, то абсолютная величина усилия на единицу площади составляет примерно $0,324 H$ в кг/м^2 , где H —высота в миллиметрах [см. проф. Д. В. Шумский (55)].

При равномерном распределении нагрузки по всей высоте заслонки ординату точки приложения равнодействующей можно принять: $X = \frac{R_1}{2}$, а полное давление на заслонку будет: $Q = 0,324 \cdot HF$, где F —площадь заслонки в м^2 .

Если в какой-то момент существовало равновесие сил давления продукта на заслонку и силы натяжения пружины относительно точки O , то увеличение количества продукта на величину ΔH вызовет некоторый добавочный момент $M_{np}^{II} = 0,324 \Delta HF \cdot \frac{R_1}{2}$, который уравнивается добавочным моментом M^I дополнительно растянутой пружины. Этот момент может быть выражен как $M^I = \Delta P \cdot \Delta l \cdot m$. Заслонка при этом переместится на некоторый угол $\Delta \alpha$. Если пренебречь тем, что при перемещении заслонки несколько изменится взаиморасположение звеньев механизма, то можно написать, что

$$\Delta P \Delta l m = Q \frac{R_1}{2} \quad \text{или} \quad \Delta P \Delta l m = 0,324 \cdot \Delta HF \frac{R_1}{2},$$

где ΔP —жесткость пружины;

Δl —удлинение пружины под влиянием силы $Q = 0,324 \cdot \Delta HF$.

Если принять, что $F = R_1 \cdot l = 0,21 \cdot 1 = 0,21 \text{ м}^2$, то

$$\Delta P \Delta l m = 0,068 \cdot \Delta H \frac{R_1}{2} \quad (a)$$

Из рассмотрения кинематической схемы заслонки нетрудно установить, что

$$\frac{\Delta l}{\Delta h} = \frac{m}{R_1},$$

откуда

$$\Delta l = \Delta h \cdot \frac{m}{R_1}.$$

Подставив это выражение для Δl в уравнение (a), получим что

$$\Delta P \cdot \Delta h \frac{m^2}{R_1} = 0,068 \cdot \Delta H \frac{R_1}{2},$$

откуда

$$\Delta h = 0,068 \cdot \Delta H \cdot \frac{R_1^2}{2 \cdot \Delta P m^2};$$

чувствительность ε_k определяем, как первую производную $\frac{dh}{dH}$ по dH :

$$\varepsilon_k = \frac{dh}{dH} = 0,068 \frac{R_1^2}{2 \cdot \Delta P m^2},$$

Если теперь учтем, что $\Delta p = 0,4 \text{ кг/мм}$ (для двух пружин) и подставим в полученное выражение фактические значения для $R_1 = 210 \text{ мм}$ и $m = 32,5 \text{ мм}$, то получим, что чувствительность механизма автоматического регулирования заслонки клапанного типа в станках ЗВН может быть выражена величиной:

$$\varepsilon_k = 0,068 \frac{210^2}{2 \cdot 0,4 \cdot 32,5^2} = \frac{0,068 \cdot 44100}{0,8 \cdot 1060} = 3,6.$$

Для заслонки секторного типа (см. рис. 32) усилие веса зерна, находящегося в бункере над станком, воспринимается наклонным клапаном 5. Плечо усилия, направленного по нормали к клапану, приближенно можно принять равным половине ширины заслонки $\frac{b}{2}$.

Величину составляющей от веса продукта можно определить, пользуясь указаниями, приведенными в монографии проф. Д. В. Шумского (55) относительно расчёта бункеров. А именно, приняв вертикальное давление на единицу площади $\sigma_1 = 0,8 H$ и горизонтальное $\sigma_2 = 0,324 H$ в кг/м^2 (H выражено в миллиметрах), нормальное давление на единицу площади, выраженной в кв. метрах наклонной площадки, составит:

$$\sigma = \sigma_2 \cdot \sin^2 \alpha + \sigma_1 \cdot \cos^2 \alpha,$$

где $\alpha = 30^\circ$ —угол наклона клапана 5 к горизонту.

Итак,

$$\begin{aligned} \sigma &= 0,324 H \cdot \sin^2 30^\circ + 0,8 \cdot H \cos^2 30^\circ = \\ &= 0,324 H \cdot 0,5^2 + 0,8 \cdot H \cdot 0,866^2 = \\ &= 0,324 \cdot 0,25 \cdot H + 0,8 \cdot 0,75 \cdot H = \\ &= H(0,081 + 0,60) = 0,681 H. \end{aligned}$$

Но полное давление на клапан составит $Q = 0,681 \cdot H \cdot F_2$, где F_2 —площадь клапана равняется $F_2 = a \cdot l_2 = 0,14 \cdot 1 = 0,14 \text{ м}^2$. Следовательно,

$$Q = 0,681 \cdot 0,14 \cdot H = 0,0953 \cdot H.$$

Приняв те же допущения, что и для заслонки клапанного типа, можно составить уравнение добавочных моментов сил, действующих на клапан 5 относительно точки его вращения. Будем иметь:

$$0,095 \cdot \Delta H \frac{b}{2} = S \cdot a.$$

Усилие S может быть выражено через жесткость пружины из уравнения равновесия моментов для механизма собственно заслонки относительно оси её вращения O_1 , а именно:

$$S \cdot k = \Delta l \cdot \Delta P \cdot m,$$

откуда

$$S = \frac{\Delta l \cdot \Delta P \cdot m}{k}.$$

В свою очередь в этом выражении Δl можно заменить величиной $\Delta l = \frac{m}{R_2} \cdot \Delta h$, так как $\frac{\Delta l}{\Delta h} = \frac{m}{R_2}$.

Таким образом, окончательно будем иметь, что

$$0,095 \cdot \Delta H \frac{b}{2} = \frac{\Delta l \cdot \Delta P \cdot m \cdot a}{k}.$$

Но так как $\Delta l = \frac{m}{R_2} \cdot \Delta h$, следовательно,

$$0,095 \cdot \Delta H \frac{b}{2} = \frac{m^2 \cdot \Delta h \cdot \Delta P \cdot a}{R_2 \cdot k},$$

откуда

$$\Delta h = \frac{0,095 \cdot \Delta H \cdot b \cdot R_2 \cdot k}{m^2 \cdot \Delta P \cdot a \cdot 2},$$

или для заслонки секторного типа:

$$\varepsilon_c = \frac{dh}{dH} = \frac{0,095 \cdot b \cdot R_2 \cdot k}{m^2 \cdot \Delta P \cdot a \cdot 2}.$$

Имея фактические величины:

$$\begin{aligned} b &= 140 \text{ мм}, \\ R_2 &= 40 \text{ мм}, \\ k &= 130 \text{ мм}, \\ m &= 175 \text{ мм}, \\ \Delta P &= 0,3 \text{ кг/мм}, \\ a &= 60 \text{ мм}, \end{aligned}$$

получим, что чувствительность заслонки секторного типа

$$\varepsilon_c = \frac{0,095 \cdot 140 \cdot 40 \cdot 130}{175^2 \cdot 0,3 \cdot 60 \cdot 2} = 0,063.$$

Произведенные приближенные расчёты показывают, что секторная заслонка достаточно хорошо отвечает требованиям плавного изменения зазора питания при изменении количества продукта, поступающего в бункер станка.

При заслонке клапанного типа зазор питания при небольших изменениях количества продукта, поступающего на станок, изменяется очень резко, почти мгновенно достигая своих крайних пределов.

Изложенное показывает рациональность конструкции секторной заслонки по сравнению с клапанной. Поэтому в современных станках заслонки клапанного типа почти не применяются.

Рациональность расположения питающих валков по отношению к рабочим валкам вальцевого станка обуславливается траекторией полёта продукта и удобствами в отношении обслуживания механизма питания.

Если не учитывать сопротивления воздушной среды и рассматривать одну материальную частицу продукта, то траектория

её полёта представляет параболу, которая может быть построена, исходя из следующих положений¹.

Отрыв продукта от поверхности питающего валика произойдет при условии, если центробежная сила будет больше или равна радиальной составляющей силе веса продукта Q_R , т. е. $m\omega^2 r \geq Q \sin \alpha$. Из рис. 27 нетрудно видеть, что $Q_R = Q \cdot \sin \alpha$, а так как $\sin \alpha = \frac{A}{r}$, следовательно,

$$Q_R = Q \frac{A}{r} = m \cdot g \cdot \frac{A}{r}.$$

Таким образом, уравнение равновесия сил, действующих на частицу продукта, в момент её отрыва от питающего валика, будет иметь следующий вид:

$$m \cdot \omega^2 \cdot r = m \cdot g \cdot \frac{A}{r},$$

откуда координата A точки отрыва M равна:

$$A = \frac{\omega^2 \cdot r^2}{g} = \frac{v^2}{g}.$$

Начиная от точки M отрыва продукта от поверхности питающего валика, уравнение его движения может быть представлено как

$$x = vt$$

и

$$y = -\frac{gt^2}{2}.$$

Решив совместно эти два уравнения и учитывая, что $\frac{v^2}{g} = A$, получим, что

$$y = \frac{x^2}{2A}.$$

Используя это уравнение и задавшись значениями для x, x_1, x_2 , найдём текущие ординаты y, y_1, y_2 , для построения параболы полёта продукта в косоугольных координатах xu .

Конечная скорость продукта v_k , т. е. его скорость в момент контакта в точке L с поверхностью медленно вращающегося валика, приближенно может быть определена как

$$v_k = v_o + \sqrt{2g \cdot B},$$

где v_o — окружная скорость питающего валика;

B — расстояние по вертикали от точки M до точки L .

Пользуясь уравнением $\frac{m\omega^2}{r} = Q \sin \alpha$, нетрудно найти максимально возможную окружную скорость питающего валика.

¹ Данное теоретическое исследование впервые проведено канд. техн. наук Г. М. Левягиным и инж. Фидельманом (57).

* При этом не учтены: сопротивление падению, зависящее от скорости аэродинамических свойств частиц, их веса и объема.

Действительно, максимальное значение окружной скорости питающего валика, очевидно, будет при значении $\sin \alpha = 1$, т. е.

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{Qr}{m}} = \sqrt{gr}.$$

Если учесть, что в большинстве конструкций вальцевых станков $d=75$ мм, то окружная скорость должна быть порядка

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,075}{2}} = 0,61 \text{ м/сек.}$$

Продукт на своем пути не должен касаться быстровращающегося валика вальцевого станка; желательно, чтобы он попадал в рабочее пространство, как это показано на рис. 27.

В станках с диагональным расположением валков под углом в 40—45° к горизонту это последнее требование при свободном

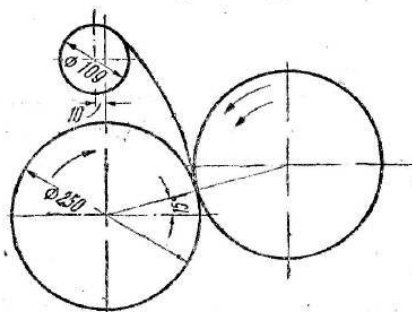


Рис. 33 Расположение питающих валков при угле наклона валков к горизонту в 15°

полёте продукта трудно достижимо, и в этом отношении вальцевые станки с горизонтальным расположением валков являются более рациональной конструкцией. Исследования НИИПродмаша—инж. Муриана и инж. Пивоварова (34)—показывают, что с точки зрения правильности вступления продукта в зону измельчения и уменьшения габаритов станка по сравнению с горизонтальным расположением валков наиболее рациональным является наклонное расположение валков под углом в 15° к горизонту (рис. 33).

Стремление отдельных конструкторов правильно подвести поток продукта в зону измельчения, оставляя углы наклона валков 45°, приводило к необходимости устройства наклонных направляющих щитков, т. е. осуществления принудительного питания, нецелесообразность и даже вред которого достаточно ясно сформулированы следующим высказыванием проф. П. А. Козьмина (23):

„На щитках, особенно при размоле сырого зерна, образуются „узелки“, которые разбивают сплошную ленту продукта на отдельные струи. Это расстройство питания особенно чувствительно при размоле крупок и дунстов. Образование струй, или так называемых „дорожек“, происходит следующим образом. При скольжении по щитку всякого продукта, кроме зерна, к поверхности щитка прилипают мягкие мучные клейковинные частицы. Вокруг них образуется узелок, задерживаются и прилипают новые частицы и дорожка готова. Поступающий продукт обходит образовавшиеся кучки и падающая лента продукта оказывается

состоящей из отдельных толстых струй. Питание получается неравномерное, часть рабочей длины валков оказывается неиспользованной, другая же чересчур перегруженной и даёт лепешки“.

В заключение следует сказать, что механизм питания современного вальцевого станка нуждается в экспериментальном исследовании, чтобы создать новую, наиболее рациональную и удобную в эксплуатации, конструкцию питающего механизма.

7. Производительность вальцевых станков

В практике эксплуатации мельниц производительность вальцевых станков принято выражать удельными нагрузками, т. е. количеством продукта в килограммах измельчаемого 1 см длины валков в сутки. Рекомендуемые удельные нагрузки приведены во „Временных правилах организации и ведения технологического процесса на мельницах Главмуки“.

Таблица 19

Нагрузка и мощность, потребная различным системам вальцевых станков при крупчатном помоле пшеницы

Наименование системы	Нагрузка в % к I драной системе	Производительность в кг см-сутки	Извлечение муки в % к производительности I драной системы	Мощность в л. с., потребная для пары валков 250×1000 мм
I драная	100,0	675	1,5—2,0	11,3
II „	80,0	430	2,5—3,0	11,3
III „	50,0	340	3,5—4,0	14,3
IV „	30,0	205	4,0—3,5	12,2
V „	20,0	180	2,5—2,0	14,3
VI „	6,0	205	1,5—1,0	12,3
Шлифовочная	25,0	230	1,0	7,1
1-я размольная	35,0	215	8,0	10,9
2-я „	30,0	205	12,0	10,9
3-я „	25,0	210	6,5	9,5
2-е качество	6,0	205	1,5	7,1
1-я вымольная	15,0	205	3,0	9,5
4-я размольная	17,0	190	5,0	9,5
5-я „	16,0	180	4,0	9,5
6-я „	12,0	180	3,0	9,5
7-я „	10,0	270	2,0	9,5
2-я вымольная	15,0	250	3,5	9,5
8-я размольная	9,0	240	1,5	8,8
9-я „	8,0	215	1,0	8,8
3-я вымольная	8,0	215	1,5	8,8
10-я размольная	6,0	160	1,0	8,8
11-я „	6,0	205	2,0	8,8

В табл. 19 приведены, по данным инж. К. Н. Тюменева (50), величины производительности вальцевых станков по системам при переработке пшеницы в сортовую муку. В этой же таблице

указаны характеристики режимов работы этих систем в виде извлечения муки в процентах по отношению к весу зерна на I драной системе и ориентировочные значения потребной мощности станкам при данной производительности и режимах.

Аналогичные данные приведены в табл. 20 для переработки ржи в обойную муку.

Таблица 20

Нагрузка и мощность, потребная вальцевым станкам при обойном помоле ржи

Наименование системы	Нагрузка в % к I драной системе	Производительность в кг см.сутки	Извлечение муки в % к производительности на I драной системе	Мощность в л.с., потребная для пары валков 250×1000 мм.
----------------------	---------------------------------	----------------------------------	--	---

Для секции, состоящей из 4 станков

I драная	100	500	40	22,4
II "	60	450	35	17,4
III "	25	225	20	14,7
IV "	5	150	5	12,0

Для секции, состоящей из 2 станков

I драная	100	750	30	27,9
II "	70	525	35	17,4
III "	35	300	25	17,4
IV "	10	115	10	12,0

По данным кандидата технических наук П. Т. Эйдуса (26), производительность вальцевых станков по системам при крупчатном помоле пшеницы выражается величинами, приведёнными в табл. 21 при $v_0 = 6$ м/сек и дифференциале $i=2,5$ на драных системах и 1,5—на размольных.

Таблица 21

Удельные нагрузки вальцевых станков по системам при крупчатном помоле пшеницы

Наименование системы	Производительность в кг см.сутки	Наименование системы	Производительность в кг см.сутки
----------------------	----------------------------------	----------------------	----------------------------------

I драная	720	Шлифовочные	192—240
II "	575	Размольные системы для крупы I-го качества	120—168
III "	336	Размольные системы для дунстов	96—120
IV "	240	Все остальные размольные и вымольные системы	96—108
V "	204		

Применяемый показатель для оценки производительности вальцевого станка весьма условен, так как он не учитывает и не отражает влияния окружной скорости валков, их дифференциала, величины рабочего зазора между валками, характера и размеров рабочей поверхности.

Ввиду указанного давно делались попытки дать иной показатель, более чётко выражающий производительность вальцевого станка в связи с режимом работы станка и качеством исходного измельчаемого продукта. Так, в 1883 г. проф. П. А. Афанасьевым было предложено определять производительность вальцевого станка по выражению:

$$Q_1 = 0,00007 \frac{v_0 \beta \delta}{n \cdot n^1}$$

при измельчении целых зёрен;

$$Q_2 = 0,0004 \frac{v_0 \beta \delta}{n \cdot n^1}$$

при измельчении частиц зёрен.

Оба эти выражения выведены в предположении, что частицы продукта движутся слоем толщиной в одно зерно, а отдельные величины представляют собой следующее:

v_0 — скорость движения ленты продукта в мм/сек;

β — протяжённость ленты продукта, т. е. рабочая длина валков, в мм;

δ — размер частицы в мм, предполагая, что форма их шарообразна;

n и n^1 — коэффициенты, указывающие заполненность ленты зерном либо частицами его вдоль ленты и поперёк неё.

Если частицы продукта обозначить длиной l и толщиной b , а расстояние между их центрами будет по длине y , а по ширине x , то $n = \frac{y}{l}$; $n^1 = \frac{x}{b}$.

Проф. П. А. Афанасьев в приводимом им примере подсчёта производительности вальцевого станка относит расчёты к плющению зерна и принимает коэффициенты n и n^1 равными двум, а $v_0 = v$ — окружной скорости валков. Для вальцевых станков с различными окружными скоростями валков и измельчения промежуточных продуктов проф. П. А. Афанасьев (26) коэффициентов не даёт.

Кандидат технических наук П. Т. Эйдус рекомендует несколько иные показатели для оценки производительности станка, а именно: коэффициент поверхностного заполнения M_n , наиболее полно характеризующий производительность вальцевого станка I драной системы, и коэффициент объёмного заполнения $M_{об}$, характеризующий производительность всех остальных систем вальцевых станков.

Коэффициент поверхностного заполнения, т. е. M_n , представляет собой отношение веса зерна Q_{ϕ} , фактически пропускае-

мого станком в единицу времени, к весу зерна Q_T , которое в этот же отрезок времени разместится в развёрнутом виде на площади пробега F медленно вращающегося вала. Очевидно, площадь пробега медленно вращающегося вала в $\text{мм}^2/\text{мин}$ будет

$$F = \beta \cdot v_m \cdot 60,$$

где β — длина вала в мм ;

v_m — скорость вала в $\text{мм}/\text{сек}$.

Если вес одного зерна обозначить через q , а через S — поверхность развёрнутого зерна, то вес продукта Q_T , который может быть перенесён в 1 мин. медленно вращающимся валом, составит:

$$Q_T = \frac{\beta \cdot v_m \cdot 60 \cdot q}{S}.$$

Если принять для I драной системы: $v_m = 2,4 \text{ м}/\text{сек}$; $\beta = 1 \text{ см}$; $q = 0,03 \text{ г}$; $S = 30 \text{ мм}^2$, то

$$Q_T = \frac{10 \cdot 2400 \cdot 60 \cdot 0,03}{30 \cdot 1000} = 1,44 \text{ кг}/\text{см мин}.$$

Согласно табл. 21, для I драной системы $Q_\phi = 720 \text{ кг}/\text{см сутки}$, или

$$Q_\phi = \frac{720}{24 \cdot 60} = 0,5 \text{ кг}/\text{см мин}, \text{ т. е. для данного случая:}$$

$$M_n = \frac{Q_\phi}{Q_T} = \frac{0,5}{1,44} = 0,35.$$

Определение коэффициента поверхностного заполнения практически возможно лишь для I драной системы, что же касается измельчения промежуточных продуктов, то здесь имеется ряд неизвестных величин — площадей, занимаемых частицами продукта, веса этих частиц. Именно поэтому кандидат технических наук П. Т. Эйдуз предлагает для всех остальных систем вальцевых станков производить количественную оценку работы станка по коэффициенту объёмного заполнения $M_{об}$.

Под коэффициентом объёмного заполнения понимается отношение объёма продукта V_ϕ , фактически прошедшего через валки станка в единицу времени, к расчетному объёму V_T пробега валков за это же время, т. е.

$$M_{об} = \frac{V_\phi}{V_T}.$$

Если обозначить через:

b — рабочий зазор между валками в мм ,

l — длину валков в м ,

$v_б$ и v_m — соответственно скорости быстро- и медленно вращающихся валков вальцевого станка в $\text{м}/\text{сек}$,

γ — объёмный вес продукта в $\text{кг}/\text{м}^3$,

то для гладких валков получается:

$$V_T = b l \frac{v_б + v_m}{2} \cdot \frac{3600 \cdot 24}{1000},$$

$$V_\phi = \frac{Q_\phi}{\gamma}$$

и далее

$$M_{об} = \frac{Q_\phi \cdot 2 \cdot 1000}{\gamma b l (v_б + v_m) 3600 \cdot 24} = \frac{Q_\phi}{43,2 \gamma l (v_б + v_m)}.$$

В случае нарезных валков расчётный объём продукта V_T будет несколько больше, чем для гладких, за счёт размещения продукта не только в рабочем зазоре между валками, но и в углублениях между рифлями. П. Т. Эйдуз называет этот дополнительный объём внутренним объёмом и выражает его как $V_{вн} = \frac{1}{2} h (v_б - v_m) \cdot l$, где h — глубина рифли в мм .

Учитывая этот внутренний объём, коэффициент объёмного заполнения для нарезных валков выразится как

$$M_{об. нар} = \frac{Q_\phi}{43,2 \cdot \gamma l [b (v_б + v_m) + h (v_б - v_m)]}.$$

Указанные методы оценки производительности вальцевого станка весьма условны и не отражают истинного положения вещей.

8. Усилия, испытываемые валками вальцевого станка, и расход энергии на измельчение

Вопросы определения величин усилий, испытываемых валками вальцевого станка при измельчении зерна либо его частей, а также количества энергии, потребляемой рабочими органами станка на этот процесс, весьма актуальны. Величины усилий являются исходными данными для расчёта отдельных деталей станка на прочность и жёсткость и, кроме того, как будет изложено в главе III, давление, испытываемое валками, может служить объективным критерием для оценки режима работы станка.

Возможность заблаговременного определения величины расхода энергии на размоле зерна и продуктов его переработки, в зависимости от степени измельчения зерна, его физико-механических свойств, а также механической характеристики рабочих органов станка, также весьма необходима для проектирования приводов вальцевых станков, планирования и контроля расхода энергии на измельчение — этой основной статьи расхода энергии на мельнице.

Первой работой, в которой разбирались вопросы давления, испытываемого валками вальцевого станка при размоле зерна, и расхода энергии на его измельчение, было теоретическое исследование проф. П. А. Афанасьева, опубликованное им в 1883 г. (1).

Как указывалось, проф. П. А. Афанасьев в результате опытов по раздавливанию зёрен между двумя металлическими пластинками установил, что усилия при разрушении зерна раздавливанием P в килограммах, приходящееся на 1 мм^2 площади, может быть выражено как $P = 4,5 \frac{\mu}{\delta}$. В этом выражении:

δ — толщина разрушаемого зерна в мм;
 $\mu = \frac{\epsilon - \epsilon_0}{\epsilon_0}$ — относительное сжатие зерна, т. е. ϵ — начальный размер зерна между пластинками;
 ϵ_0 — конечный размер зерна между пластинками в момент разрушения зерна.

Проф. П. А. Афанасьев, используя полученную зависимость для P и считая значение P максимальным, направленным по

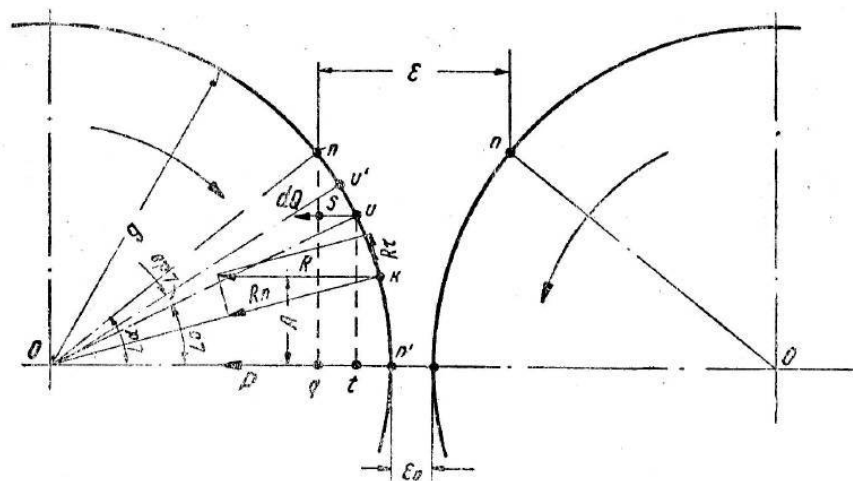


Рис. 34. Схема усилий, действующих на валки

линии, соединяющей центры валков (рис. 34), переходит к определению суммарного усилия, испытываемого валками вальцевого станка. При этом он исходит из предпосылки, что величины усилий по дуге измельчения неравномерны и в каждой точке дуги измельчения пропорциональны величинам относительного сжатия частиц в этой точке.

Учитывая изложенное и обращаясь к рис. 34, можно написать, что:

$$\frac{P}{dQ^1} = \frac{qn^1}{su}, \quad (a)$$

где dQ^1 — усилие, испытываемое валком в некоторой точке u .

Из рис. 34 нетрудно установить, что

$$qn^1 = \frac{\epsilon - \epsilon_0}{2} = \rho (1 - \cos \alpha) = 2\rho \sin^2 \frac{\alpha}{2};$$

$$\begin{aligned} su &= qn^1 - tn^1 = \rho (1 - \cos \alpha) - \rho (1 - \cos \theta) = \\ &= 2\rho \sin^2 \frac{\alpha}{2} - 2\rho \sin^2 \frac{\theta}{2}. \end{aligned}$$

Ввиду незначительности углов α и θ заменим значения их синусов углами, тогда

$$qn^1 = 2\rho \frac{\alpha^2}{4} = \rho \frac{\alpha^2}{2};$$

$$su = 2\rho \frac{\alpha^2}{4} - 2\rho \frac{\theta^2}{4} = \rho \frac{\alpha^2}{2} - \rho \frac{\theta^2}{2}.$$

Подставим полученные для qn^1 и su значения в уравнение (a):

$$\frac{P}{dQ^1} = \frac{\rho \alpha^2 \cdot 2}{2\rho (\alpha^2 - \theta^2)},$$

откуда:

$$dQ^1 = \frac{\alpha^2 - \theta^2}{\alpha^2} P.$$

Зная давление dQ^1 на единицу площади вала, расположенную около точки u , определим давление вдоль линии, соединяющей центры валков, на очень узкую полоску вала, соответствующую углу $d\theta$ и имеющую протяжённость β вдоль длины вала:

$$dQ = dQ^1 \beta u' u \cos \theta = P \frac{\alpha^2 - \theta^2}{\alpha^2} \beta u' u \cos \theta.$$

Приняв ввиду незначительности угла θ , что $\cos \theta = 1$ и $u'u = \rho d\theta$, получим, что

$$dQ = P \frac{\alpha^2 - \theta^2}{\alpha^2} \beta \rho d\theta.$$

Полное давление R на валок будет являться суммой всех элементарных давлений dQ , действующих на дуге nn' , т. е. соответственно определяемой углом α , или в математической формулировке:

$$\begin{aligned} R &= \int_0^\alpha P \beta \rho \frac{\alpha^2 - \theta^2}{\alpha^2} d\theta = \\ &= P \beta \rho \left(\alpha - \frac{\alpha^3}{3\alpha^2} \right) = P \beta \rho \frac{2}{3} \alpha. \end{aligned} \quad (6)$$

Для определения точки приложения равнодействующей R составим уравнение моментов сил, действующих на валок по дуге nn' относительно точки O (см. рис. 34). Нетрудно видеть, что момент от элементарного давления dQ будет: $dQ \cdot ut$, но $ut = \rho \sin \theta$, или, ввиду незначительности угла θ , $ut = \rho \theta$, тогда

$dQ \cdot ut = P \beta \rho^2 (\theta - \frac{\theta^3}{x^2}) d\theta$, а полный момент по дуге nn' составит:

$$M = P \beta \rho^2 \left[\int_0^\alpha \theta d\theta - \int_0^\alpha \frac{\theta^3 d\theta}{x^2} \right] =$$

$$= P \beta \rho^2 \left[\frac{\alpha^2}{2} - \frac{\alpha^4}{4x^2} \right] = \frac{1}{4} P \beta \rho^2 \alpha^2. \quad (в)$$

Разделив уравнение (в) на (б), найдём координату A (см. рис. 34) точки K приложения равнодействующей R :

$$A = \frac{1}{4} \frac{P \beta \rho^2 \alpha^2 \cdot 3}{P \beta \rho \alpha \cdot 2} = \frac{3}{8} \rho \alpha. \quad (г)$$

Равнодействующая R давлений Q , направленная параллельно линии, соединяющей центры валков, может быть разложена на два направления: касательное R_τ и нормальное R_n к поверхности валков:

$$R_\tau = R \sin \frac{3}{8} \alpha$$

$$R_n = R \cos \frac{3}{8} \alpha.$$

Если пренебречь весом частиц, то усилие S , которое заставляет их продвигаться вниз между валками, составит:

$$S = f R_n - R_\tau = f R \cos \frac{3}{8} \alpha - R \sin \frac{3}{8} \alpha,$$

где f — коэффициент трения частиц о валок.

Далее проф. П. А. Афанасьев, принимая во внимание незначительность угла α , приравнивает $\cos \frac{3}{8} \alpha = 1$, а $\sin \frac{3}{8} \alpha = \frac{3}{8} \alpha$ и подставляя вместо R его значение, определённое выше уравнением (б), получает, что:

$$S = \frac{2}{3} P \beta \rho \alpha \left(f - \frac{3}{8} \alpha \right).$$

Количество энергии, которое следует в этом случае затратить для преодоления сил S на окружности двух валков, вращающихся с одинаковыми скоростями, v , составит:

$$T = 2 \cdot S v = \frac{4}{3} P \beta \rho \alpha \left(f - \frac{3}{8} \alpha \right) v. \quad (д)$$

Для пары гладких валков, но вращающихся с различными скоростями v_δ и v_m , проф. П. А. Афанасьев предлагает определять расход энергии по выражению:

$$T = \frac{2}{3} P \beta \rho \alpha (v_\delta + v_m) \left(f - \frac{3}{8} \alpha \right). \quad (е)$$

которое он выводит как сумму работ медленно- и быстро-вращающихся валков, т. е. из выражения:

$$T = T_\delta + T_m = S v_\delta + S v_m.$$

В своём труде (1) проф. П. А. Афанасьев отмечает неприемлемость уравнений (д) и (е) для определения затрат энергии при измельчении продукта нарезными валками и для этого случая рекомендует подсчитывать затраты энергии на измельчение по следующему выражению:

$$T_n = 0,10466 E \frac{\beta \rho m}{n' i}. \quad (ж)$$

В этом выражении: E — удельная работа в килограммомиллиметрах на перерезание одной частицы зерна, отнесённая к 1 мм длины валка, величину которой на основании экспериментов проф. П. А. Афанасьев предлагает определять как:

$$E = 0,333 \cdot \delta \text{ кг мм},$$

где δ — толщина разрезаемой частицы в мм;

β — длина валка;

ρ — радиус валка;

m — число об/мин. медленно-вращающегося валка;

i — шаг (по окружности) между рифлями;

n' — коэффициент насыщения ленты продукта вдоль длины валка (подробнее см. стр. 61).

Уравнения проф. П. А. Афанасьева могут быть справедливы только для зерна определённой культуры, сорта, влажности и размеров, по отношению к которому проф. П. А. Афанасьев получил зависимость, выраженную им уравнением

$$P = 4,5 \frac{\mu}{\delta}.$$

Анализ уравнений для определения расхода энергии показывает, что при увеличении давления P должна увеличиваться и величина работы на разрушение. На самом же деле для разрушения влажного зерна требуется меньшее усилие, чем для более сухого, а затраты энергии на измельчение более влажного зерна всегда больше, чем для более сухого (причины этого явления были разобраны в параграфе 2 главы I). Уравнение (ж), предлагаемое проф. П. А. Афанасьевым для определения расхода энергии в случае измельчения зерна нарезными валками, совершенно не учитывает работу на трение измельчаемых частиц о валки, на деформацию частиц при их сжатии, с чем нельзя согласиться даже в случае измельчения целых зёрен на I драной системе. Несмотря на указанные недостатки уравнений проф. П. А. Афанасьева, мы считали целесообразным привести вывод их в полном объёме, так как по своему физическому смыслу и стройности выводов они и на сегодня являются наиболее методичными.

В практике работы мельниц для определения расхода энергии на измельчение пользуются опытными данными, получен-

ными в результате обработки данных замеров фактически расходуемой энергии по системам применительно к данной схеме помола. Для двух типов помолов сортовой пшеницы и обойного для ржи эти данные приведены по Тюменеву (50) в табл. 19 и 20.

Что касается величин давлений, испытываемых валками вальцевого станка, то по этому вопросу нет достаточно практических данных, связанных с характеристикой измельчаемого продукта и степенью измельчения. По данным некоторых авторов, величины давлений, испытываемых валками размерами 250×1000 мм, колеблются в пределах от 1500 до 2400 кг (не указана характеристика продукта). В других же источниках указывается, что для гладких валков размерами 250×1000 мм давление по различным системам колебалось в пределах от 182 до 1362 кг и наиболее часто встречалось 550—770 кг. На нарезных валках давления находились в пределах от 242 кг на I драной системе до 600 кг на IV драной системе.

Экспериментальное исследование, проведенное автором настоящей работы, показало, что на I драной системе, имеющей валки 245×1000 мм, $v_6 = 6,14$ м/сек, $i = 1:2,6$, при переработке мягкой озимой пшеницы влажностью 15,9% в высокосортную муку, при удельной нагрузке валков $Q = 692$ кг/см в сутки и расположении рифлей „острие по острию“, давление на валок колебалось от 325 до 382 кг и лишь при очень низком режиме обойного помола достигало 535 кг.

Этой же работой было выяснено, что при измельчении мелкой крупы на 2-й размольной системе с гладкими валками размерами 248×1000 мм при $v_6 = 5,35$ м/сек, $i = 1:1,55$ и $Q = 118$ кг/см в сутки давление на валок длиной в 1 м колебалось в пределах от 614 до 1130 кг.

В отношении определения расхода энергии на измельчение различного рода материалов существуют две гипотезы Кика и Риттингера, пользуясь которыми решают отдельные частные задачи.

По гипотезе Кика, работа на разрушение прямо пропорциональна V —объёму разрушаемого тела, его механическим свойствам, а именно σ^2 квадрату временного сопротивления сжатию разрушаемого материала и обратно пропорциональна $2E$ —его удвоенному модулю нормальной упругости, т. е. величина работы A равна:

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E}$$

Многочисленные опыты, производившиеся для проверки этой гипотезы над различными материалами, показывают, что при грубом (крупном) дроблении подсчёты величины работы, произведённые исходя из гипотезы Кика, дают результаты, близкие с данными экспериментов. При тонком измельчении этого не получается; величина работы, подсчитанная исходя из гипотезы Кика, даёт по сравнению с данными опыта весьма заниженные результаты.

По гипотезе Риттингера: „Работа, производимая при дроблении, пропорциональна поверхности, обнаженной в процессе этой операции“ (30). Или в математической формулировке:

$$A = 3 T(p - 1),$$

где T —удельная работа, требующаяся для разделения куба, имеющего сторону, равную 1 см, на две половины;

p —количество частей, на которые делится каждая из сторон разрушаемого куба; в результате измельчения исходного куба получаются p^3 новых кубиков (если каждая сторона разделена на p частей).

Опытные данные показывают, что расход энергии на измельчение, исходя из гипотезы Риттингера, получается близким к цифрам, полученным в результате экспериментов, главным образом при тонком измельчении.

Если мы теперь обратимся к процессу измельчения зерна на вальцевом станке, то нетрудно прийти к выводу, что мы имеем дело со средним дроблением, с преобладанием более крупного на первых драных системах и более тонкого—на всех последующих.

Акад. П. А. Ребиндер (39) предлагает определять расход энергии на разрушение деформируемого образца по следующему выражению:

$$A = \sigma \Delta S + K \Delta V.$$

где $\sigma \Delta S$ —работа, превращающаяся в свободную поверхностную энергию образовавшейся поверхности разрыва ΔS ;

$K \Delta V$ —работа упругих и пластических деформаций в объёме тела ΔV , пропорциональная этому деформированному объёму.

То есть метод, предлагаемый акад. П. А. Ребиндером, сводится к определению величины расхода энергии на разрушение комплексно, исходя из гипотез Риттингера $\sigma \Delta S$ и Кика $K \Delta V$. Экспериментальное исследование, произведенное автором настоящей работы, показало (см. параграф 8 главы IV), что последняя гипотеза даёт возможность правильно подойти к определению расхода энергии при измельчении зерна на I драной системе в увязке с режимом его работы.

Впервые в специальной технической литературе по мукомольному производству суждение о возможности определения величин работы на измельчение зерна комплексно по гипотезам Кика и Риттингера высказано проф. Я. Н. Куприцем в его работе „Физико-химические основы размола зерна“ (29).

9. Аспирация и охлаждение валков вальцевого станка

Процесс измельчения зерна либо его частей валками вальцевого станка сопровождается выделением значительных количеств тепла. Так, по данным проф. П. А. Козьмина (25), температура измельчённого продукта, выходящего из-под валков

станка, согласно замерам, произведённым на ряде мельниц, находилась в пределах от 25 до 50°, а температура поверхности валков значительно превышала указанные величины. Кроме того, процесс измельчения зерна сопровождается также обильным пыле- и влаговыделением. Всё это вместе взятое обуславливает необходимость аспирации станка.

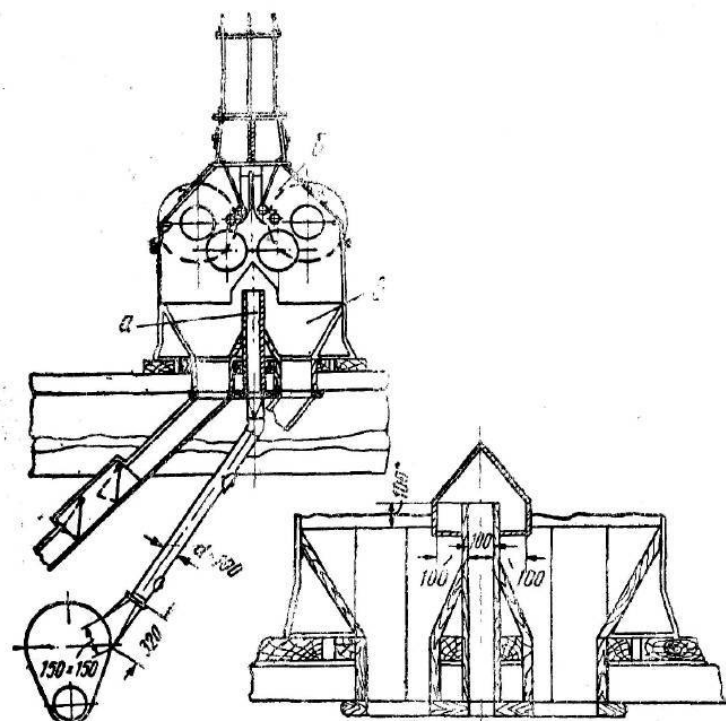


Рис. 35. Схема нижней аспирации вальцевого станка

Количество тепла, удаляемого аспирацией из вальцевого станка, не столь значительно. Так, по данным доц. А. В. Панченко (57), лишь от 15 до 25% всего тепла, выделяющегося в процессе измельчения зерна валками вальцевого станка, отводится аспирацией и от 2 до 5% — наружными поверхностями валков. Оставшееся же в продукте тепло в количестве 70—83% обуславливает ещё достаточно тёплый и влажный продукт, который при соприкосновении с холодными поверхностями конденсирует на них часть своей влаги. Это часто приводит к образованию „мучных наростов“, а также к скоплению заплесневелых мягких продуктов в отдельных частях машин и коммуникаций размольного отделения мельницы.

Указанное явление особенно характерно для вальцевых станков, работающих на „низких режимах“, т. е. с весьма интенсив-

ным измельчением, а также при помоле зерна, имеющего повышенную влажность.

Для возможно большего снижения температуры валков применяют охлаждение пустотелых валков проточной водой. При этом от валков отводят не 2÷5% от общего количества тепла, образующегося при измельчении продукта, а значительно больше.

Так, по данным кандидата технических наук С. Д. Хусида и инж. Е. Тульчинского (57), на одной из французских мельниц (г. Понтен) в результате применения валков с водяным охлаждением стало возможно совсем отказаться от аспирирования вальцевых станков. Эти же авторы отмечают, что по заявлению технического персонала мельницы, применение валков с водяным охлаждением сказалось на повышении севкости сит рассевов и больших сроках их службы.

Аспирирование вальцевых станков конструктивно осуществляется в двух вариантах: нижняя и верхняя аспирации. Существующие конструкции вальцевых станков лучше приспособлены для осуществления нижней аспирации, схематический чертёж которой изображён на рис. 35, и значительно хуже — для устройства верхней аспирации, схема которой изображена на рис. 36.

При нижней аспирации воздух отсасывается из вертикального канала *a*, расположенного по середине бункера в нижней части станка (см. рис. 35). Сверху аспирационный канал перекрыт съёмным защитным зонтом, защищающим канал от попадания в него измельчённого продукта.

Ввод воздуха в станок осуществляется через узкую щель *б*, расположенную между краем верхней дверки (по всей ее длине) и крышкой станка, а также через щель *в*, расположенную снизу нижней дверки станины станка.

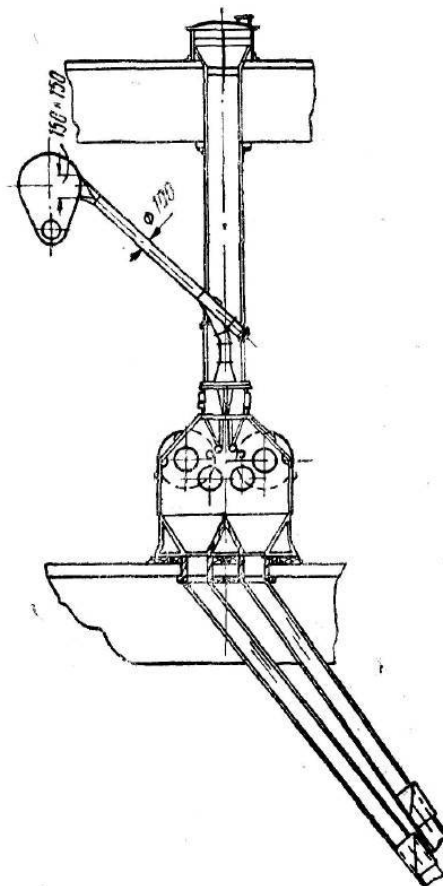


Рис. 36. Схема верхней аспирации вальцевого станка

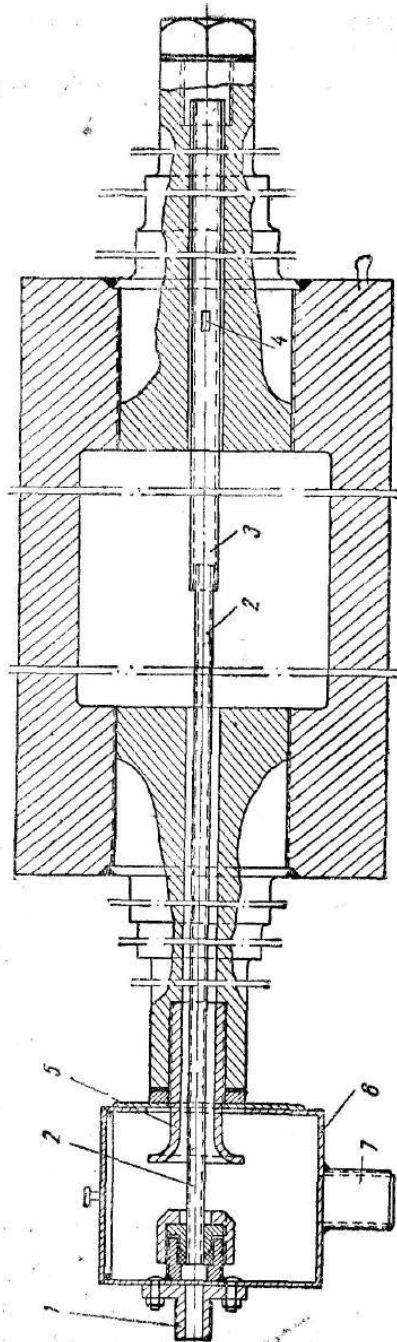


Рис. 37. Схема конструкции узла охлаждения валков

При указанном расположении мест ввода и вывода воздуха последний пересекает выходящую из-под валков станка ленту измельченного продукта, увлажняется, нагревается и отводится по вертикальному каналу *a* и воздухопроводу в аспирационный сборник.

При верхней аспирации (см. рис. 36) воздух входит в станок в тех же пунктах, но отсасывается через вертикальные аспирационные каналы, располагаемые в питающем бункере станка. Основным недостатком верхней аспирации является ограниченность места в питающем бункере станка для устройства каналов, по которым отсасывается воздух, а поэтому каналы получают малого сечения.

Отправными параметрами для проектирования и изготовления аспирационных каналов в вальцевом станке являются количество отсасываемого воздуха и его скорость в каналах. По данным К. Н. Тюменева (50), количество воздуха, которое необходимо отвести от пары валков длиной в 1 м, составляет от 5 до 6 м³/мин, а по данным А. Д. Синцера (59)—скорости воздуха в аспирационных каналах вальцевого станка следует брать в пределах от 2,5 до 3 м/сек.

Как указывалось, охлаждение пустотелых валков производится пропусканием через них проточной воды при помощи специальных устройств. Одна из конструкций валков с охлаждением, разработанная и примененная инж. Аркулисом в 1938 г. на мельнице в

Днепропетровске, изображена на рис. 37. Вода для охлаждения валков подводится к штуцеру 1, откуда через трубу 2 вводится внутрь валка. Некоторое количество воды вытекает во внутреннюю полость валка через место соединения неподвижной трубки 2 с вращающейся трубой 3, закрепленной в правой цапфе валка. Кроме того, вода вытекает в отверстие 4, имеющееся в правом конце трубы 3. Вода, охладив валок, вытекает через кольцевое пространство между трубой 2 и отверстием в левой цапфе и далее через вращающийся выходной патрубок 5 в неподвижную коробку 6. К штуцеру 7 неподвижной коробки присоединяется труба, выводящая воду в канализационную магистраль охлаждающего устройства.

10. Требования, предъявляемые к конструкции вальцевого станка

Исходя из назначения вальцевого станка как машины-орудия, предназначенного для измельчения зерна, возникающих в процессе размола зерна больших динамических нагрузок, выделения значительных количеств тепла, влаги и пыли, а также ряда специфических требований технологии измельчения зерна, конструкция вальцевого станка должна отвечать определенным требованиям, излагаемым ниже по узлам.

Станина. Станина, являясь остовом станка, внутри и снаружи которой смонтированы все узлы, должна быть достаточно массивной и прочной, учитывая большие напряжения от статической и динамической нагрузок, которые она воспринимает через подшипники валков в пределах до 4 т, а также вследствие не полностью уравновешенных вращающихся масс валков и деталей привода.

Станина должна быть достаточно жесткой для обеспечения высоких требований в отношении точности величины рабочего зазора между валками. Конструкция станины должна обеспечивать легкость и удобство монтажа всех узлов станка и в особенности простоту операций по смене валков во время ремонта.

Снаружи станина должна иметь гладкие обтекаемые формы, не допускающие скопления пыли и обеспечивающие легкое удаление её с поверхностей станка. Проемы в станине, предназначенные для наблюдения за работой валков, механизмов питания и очистки валков, должны быть доступны и иметь дверки, обеспечивающие герметическое закрытие проёмов, с простыми и надёжными устройствами для фиксации положения дверок (открыто и закрыто). Конфигурация внутренних поверхностей станины должна обеспечивать легкость монтажа теплоизоляции обшивки, аспирационных устройств, механизма для очистки валков, ограждающих щитков и не иметь „мёртвых“ мест для скопления продукта.

Рабочие валки. Основной рабочий орган станка—его валки—должен быть прочным, жестким, износоустойчивым, теп-

лопроводным, иметь форму цилиндра с точностью его геометрии до 0,02 мм при строгой соосности шеек вала с его гильзой. Конструкция вала должна обеспечивать равномерное распределение массы относительно оси вращения. Материал валков должен иметь высокую твердость (по Бринеллю—430—550 единиц для нарезных и 300—350 для гладких валков), обладая при этом надлежащей вязкостью для нарезных валков и высокими фрикционными свойствами для гладких валков.

Подшипники рабочих валков. Подшипники рабочих валков являются наиболее ответственными узлами станка. Объясняется это тем, что нагрузки на подшипники достигают 1500 кг на каждый из них при валках размерами 250×1000 мм и окружных скоростях их шеек от 0,75 до 2 м/сек. Большие нагрузки и взаимопараллельность валков с точностью до 0,02 мм требуют, чтобы конструкция подшипника удовлетворяла ряду требований. Размеры и материал подшипника должны соответствовать испытываемым нагрузкам. Точность геометрии формы и чистота обработки поверхности вкладышей должны быть безукоризненными, смазочные устройства, обеспечивающие непрерывную смазку маслом надлежащей вязкости (7,5—8° по Энглери), рациональными. Кроме того, необходимо обеспечить: способность подшипника „самоустанавливаться“ параллельно геометрической оси шеек вала, герметизацию рабочих полостей подшипника от попадания в них мучной пыли и вытекания из них смазки, хорошую теплопроводность конструкции подшипника в целом для обеспечения канализации потоков тепла изнутри подшипника в окружающую среду, доступность и простоту осмотра, разбора и ремонта.

Механизм регулирования величины рабочего зазора между валками. Величина рабочего зазора между валками является основным параметром, изменением которого достигают нужной степени измельчения зерна либо его частей. Механизм регулирования величины рабочего зазора между валками должен обеспечивать:

а) возможность при помощи приложения небольших усилий к одной рукоятке (маховичку) плавного изменения величины рабочего зазора между валками с точностью до 0,02 мм при сохранении заранее установленной взаимопараллельности валков;

б) возможность быстрой и точной выверки взаимопараллельности валков, прилагая небольшие усилия для этой операции;

в) предохранение деталей механизма регулирования, а также подшипников и станины от поломок при попадании между валками постороннего тела размерами большими, чем величина установленного рабочего зазора между валками;

г) выключение валков при величинах зазоров между валками менее 0,1 мм для нарезных и менее 0,03 мм для гладких валков;

д) простоту монтажа и демонтажа механизма регулирования в целом, а также герметизацию гнезд трения и отдельных звеньев этого механизма от попадания в них мучной пыли.

Механизм очистки валков. Это устройство должно быть достаточно изнosoустойчивым, обеспечивающим постоянный и равномерный контакт его рабочих элементов—щеток (при нарезных) и ножей (при гладких) валках с поверхностью вала, не вызывая при этом чрезмерных повышений температуры очищающих элементов или поверхности валков за счет излишнего трения. Монтаж, демонтаж и ремонт узла очистки валков должны быть доступными и удобными.

Узел привода. Учитывая, что для привода пары валков требуются относительно большие мощности (до 28 л. с. на одну пару валков размерами 250×1000 мм при обойном помоле ржи), привод быстровращающегося вала вальцевого станка, а также передача, служащая для создания скорости вращения медленно вращающегося вала, должны обладать возможно более высоким коэффициентом полезного действия. Для этого следует обращать особое внимание на обеспечение параллельности шеек валков, надлежащую непрерывную смазку зубчатых или цепных передач, герметизацию от попадания в них мучной пыли.

Размеры рабочих звеньев передачи должны соответствовать тем крутящим моментам, которые через них передаются, а качество изготовления и монтажа передач необходимо иметь на достаточно высоком уровне. Все передачи должны отвечать требованиям техники безопасности в отношении устройства приводов.

Механизм питания. Конструкция механизма питания, в значительной мере влияющая на качество измельчения зерна и продуктов его переработки валками вальцевого станка, должна отвечать следующим требованиям:

а) обладать кинематическими показателями и быть расположенным по отношению к рабочим валкам так, чтобы обеспечивать по всей длине валков беспрепятственное поступление продукта в зону измельчения.

б) быть доступным (удобным) для осмотра и безопасным при регулировании, простым в отношении монтажа и демонтажа (в частности при замене питающих валиков и перестановке заслонки питающего механизма с верхнего валика на нижний);

в) обеспечивать непрерывную и равномерную подачу продукта по всей длине валков лентой одинаковой толщины;

г) обладать высокой чувствительностью при регулировании количества продукта, подаваемого на измельчение, и в определенных пределах автоматически регулировать подачу продукта на валки в зависимости от его поступления в бункер станка;

д) включать и выключать автомат для привала-отвала валков при подаче и прекращении поступления продукта в бункер станка;

е) иметь надёжное смазочное устройство и защиту всех гнезд трения и звеньев механизма питания от попадания в них мучной пыли;

ж) поверхности деталей механизма питания должны быть предохранены от коррозии;

з) питающие валики должны быть параллельны рабочим вал-

кам, иметь форму цилиндров, а край заслонки, прилетающей к образующей питающего валика, должен быть прямолинейным; и) конструкция заслонки питающего механизма при малом весе должна быть достаточно жёсткой.

Г Л А В А III

КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ВАЛЬЦЕВОГО СТАНКА И ПРЕДПОСЫЛКИ ДЛЯ ИХ РАСЧЁТА

1. Приводные механизмы

Приводной механизм быстровращающегося валика вальцевого станка передаёт энергию, потребляемую парой валков в процессе измельчения и идущую на покрытие потерь от трения в подшипниках валков и на привод питающего механизма. При расчёте привода учитывают общее количество энергии, потребляемое половиной четырёхвального вальцевого станка. Расчёт всех деталей на прочность производят исходя из полученных величин.

В передаточном механизме, соединяющем быстро- и медленно-вращающиеся валки вальцевого станка и обеспечивающем их различные скорости, количество потребляемой энергии, протекающей через этот механизм, будет меньше всего количества энергии, потребляемого половиной четырёхвального вальцевого станка. Если удалить передаточный механизм, соединяющий пару валков, то медленный валок будет вращаться почти с той же угловой скоростью, как и быстрый, за счёт сил сцепления, возникающих между валками через измельчаемый продукт. Отсюда следует, что передаточный механизм, соединяющий пару валков и обеспечивающий вращение их с различными скоростями, является своеобразным тормозящим устройством в отношении медленно-вращающегося валика. В этом тормозном механизме ведущим звеном будет деталь передачи, укреплённая на валу медленно-вращающегося валика, а ведомым звеном — деталь этого же механизма, укреплённая на валу быстровращающегося валика.

Таким образом, определенная часть энергии, получаемая быстровращающимся валком через измельчаемый продукт, передается медленно-вращающемуся валку, а затем через передачу, соединяющую валки, возвращается обратно на вал быстровращающегося валика. Очевидно, что для расчёта механизма, соединяющего валки, необходимо знать, какое количество энергии протекает через эту передачу. Канд. техн. наук Л. И. Розенштейн в 1929 г. (40) впервые обратил внимание на необходимость расчёта зубчатой передачи, соединяющей пару валков, исходя из того, что ведущей является шестерня медленно-вращающегося валика.

При этом он указывает, что примерно 36% от всей энергии, потребляемой парой валков, проходит через зубчатую передачу. Очевидно, что количество энергии, протекающее через зубчатую или иную передачу, соединяющую пару валков, вращающихся с различными скоростями, не будет величиной постоянной, а находится в определённой зависимости от ряда параметров, определяющих режим работы вальцевого станка, и в частности, от дифференциала валков.

Первая попытка дать теоретическое освещение этому вопросу была сделана в статье „Оборот энергии в вальцевом станке“, помещённой в журн. „Советское мукомолье и хлебопечение“ № 1 за 1935 г., а затем с некоторыми изменениями изложена в учебнике „Мельничные, крупяные и элеваторные машины“ (1938 г.), где предложено следующее уравнение для определения количества энергии, протекающей через зубчатый механизм пары валков:

$$\frac{W_2}{W_0} = \frac{1}{i-1}.$$

где W_2 — количество энергии, протекающее через зубчатую передачу;

W_0 — количество энергии, расходуемое на измельчение продукта валками;

i — дифференциал, т. е. передаточное число зубчатой передачи.

Элементарный анализ показывает непригодность предложенного уравнения. Действительно, при одинаковой скорости валков $i=1$:

$$\frac{W_2}{W_0} = \frac{1}{1-1} = \frac{1}{0} = \infty,$$

или, что то же самое, $W_2 = \infty$. Это явно противоречит здравому смыслу.

В 1940 г. в лаборатории кафедры технологии мукомольного производства Московского института инженеров мукомольной промышленности и элеваторного хозяйства инж. В. Н. Алексеев (3) провёл на лабораторном вальцевом станке экспериментальное исследование по выявлению количества энергии, протекающей через зубчатую передачу, соединяющую пару валков, в зависимости от дифференциала при постоянной величине окружной скорости быстровращающегося валика $v_{0.с} = 4,7$ м/сек. По результатам своих опытов инж. В. Н. Алексеев вывел эмпирическую формулу зависимости количества энергии W_2 , протекающей через передачу между валками, от относительной скорости валков v_0 в следующем виде:

$$W_2 = \frac{W_0 v_0 (4,7 - v_0)}{(v_0^2 + 2,17 \cdot v_0 + 1,18)}.$$

Следует отметить, что работа, проведённая инж. В. Н. Алексеевым, обладает рядом недостатков. Так, все свои опыты он

производил на I драной системе, только при трёх режимах измельчения по зазору между валками, при одном значении влажности зерна и, что, пожалуй, самое главное, без ситового анализа продуктов измельчения зерна, т. е. без основного показателя, характеризующего степень измельчения зерна. Всё это

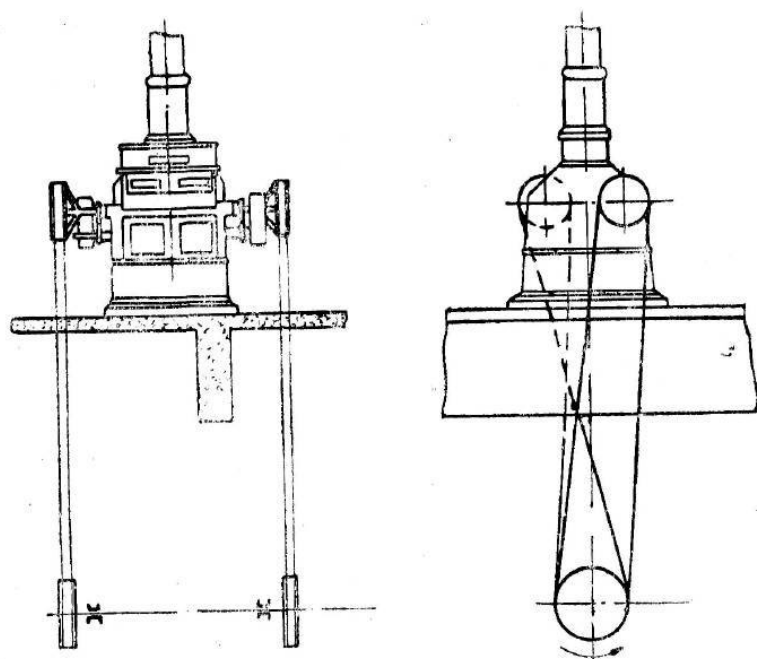


Рис. 38. Трансмиссионный привод вальцевого станка

не даёт возможности рекомендовать формулу инж. В. Н. Алексеева для практических расчётов передач, соединяющих пару валков вальцевого станка.

Ввиду отсутствия других экспериментальных исследований по данному вопросу для практических расчётов можно рекомендовать производить расчёт зубчатого привода, соединяющего пару валков I драной системы, исходя из величины:

$$W_2 = (0,35 - 0,5) W_1,$$

где W_1 — вся энергия, подводимая от двигателя к быстровращающемуся валку вальцевого станка.

На существующих мельницах привод быстровращающихся валков осуществляется главным образом от трансмиссий плоским ремнём, с применением косозубчатой передачи для создания различных скоростей пары валков. Схема этой разновидности трансмиссионного привода изображена на рис. 38.

На мельницах Америки передача плоским ремнём применяется не только для привода быстровращающихся валков, но

и для создания разных окружных скоростей валков. Конструкция такой передачи изображена на рис. 11, а схема этого привода приведена на рис. 39. Как видно на рис. 39, бесконечный плоский ремень 1 с трансмиссионного шкива 2 передаёт вращение шкивам 3 и 4 быстровращающихся валков вальцевого станка, огибая при этом ещё шкив 5, укрепленный на валике 6 контрпривода станка. От шкивов 7 и 8 плоским или клиновым ремнём осуществляется вращение шкивов 9 и 10, смонтированных на шейках медленно-вращающихся валков вальцевого станка.

Приведённые типовые схемы трансмиссионного привода, и в особенности американская, имеют ряд недостатков. Основные из них следующие:

1) большие потери энергии в подшипниках трансмиссионных валов вследствие больших давлений, испытываемых ими от натяжения ремней, а также потери энергии в самих ременных передачах;

2) большой расход металла и относительно высокие первоначальные затраты на трансмиссионные валы, шкивы, подшипники, муфты и пр.;

3) опасность при обслуживании как в отношении техники безопасности, так и в пожарном отношении;

4) увеличение объёма здания вследствие необходимости устройства специального трансмиссионного этажа, а также отдельного помещения для электрозала или машинного отделения;

5) трудности при применении автоматизации управления и контроля работы вальцевых станков.

Основным затруднением при переводе вальцевых станков с трансмиссионного на индивидуальный электропривод являются отсутствие теоретических и весьма незначительное количество практических данных о взаимосвязи технологических и энергетических показателей режимов измельчения зерна и продуктов его переработки. Изучение этого вопроса затруднено неустойчивостью режимов измельчения, изменением характера размельчаемого продукта и отсутствием приборов, а в связи с этим и объективных методов контроля режима работы измельчающих машин.

Одним из решений вопроса электрификации привода вальцевых станков является мелкогрупповой, или, как ещё его называют, батарейный привод. На рис. 40 и 41 изображены две основные конструктивные схемы батарейного привода.

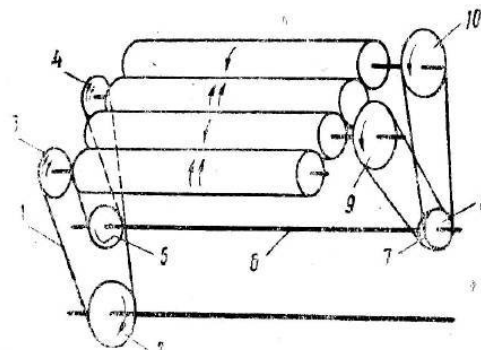


Рис. 39. Ремённый привод быстро- и медленно-вращающихся валков вальцевого станка

При схеме батарейного привода (рис. 40) группа в шесть четырёхвалковых вальцевых станков приводится в движение от одного электромотора, который клиноременной передачей передаёт вращение зубчатому редуктору 1, имеющему два выходных валика. Последние эластичными муфтами 2, допускающими в определённых пределах перекосы осей валков по отношению к выходным валикам, передают вращение быстровращающимся валкам вальцевых станков 1. Быстровращающиеся валки всех

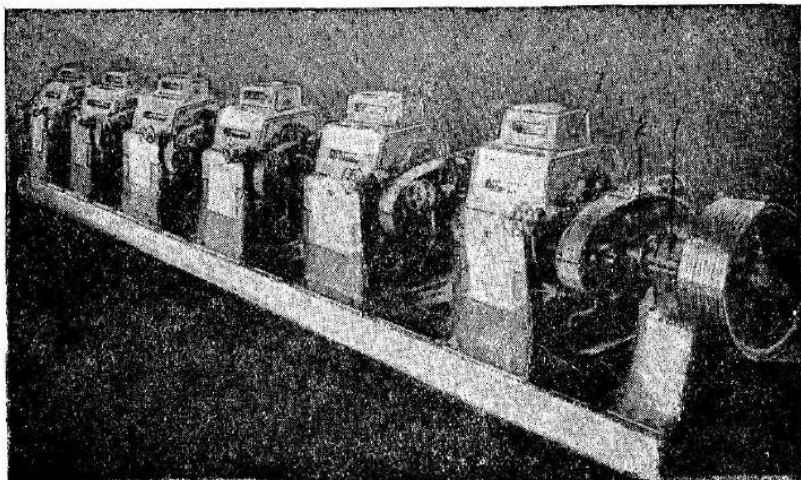


Рис. 40. Мелкогрупповой привод вальцевых станков от электромотора через шестерённый редуктор

станков батареи связаны между собой эластичными муфтами. Таким образом, через быстровращающиеся валки станка 1 передаётся крутящий момент, необходимый для вращения валков всех последующих станков батареи.

В этой разновидности батарейного привода медленновращающиеся валки в каждом станке приводятся во вращение цепными передачами от соответствующих им быстровращающихся валков (рис. 42). Цепные передачи заключены в масляные ванны, а постоянство натяжения передач обеспечивается натяжными звёздочками 1. Основным недостатком этой конструкции батарейного привода является невозможность автономной остановки какого-либо станка, а тем более половины станка без выключения электромотора, т. е. остановка всей батареи.

Более рациональная конструктивная схема мелкогруппового привода вальцевых станков изображена на рис. 41. В данном случае от электромотора через соответствующий редуктор приводится во вращение вал 1, смонтированный в подшипниках 2, укрепленных к нижней части станин вальцевых станков батареи. Каждая пара валков вальцевого станка данной батареи приво-

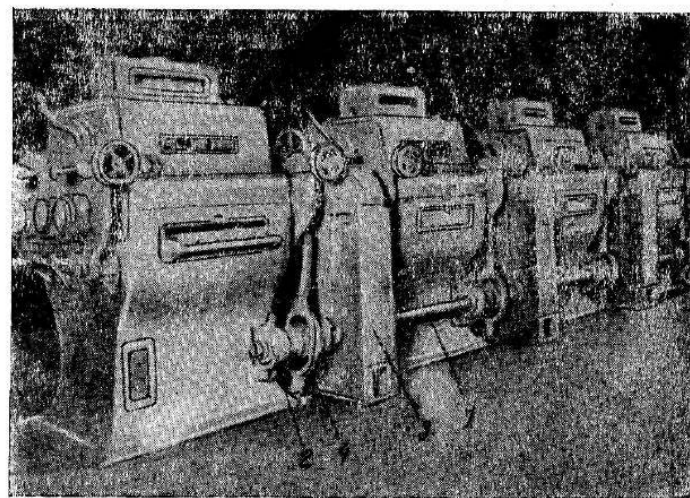


Рис. 41. Мелкогрупповой привод вальцевых станков от трансмиссионного вала, уложенного вдоль фронта станков

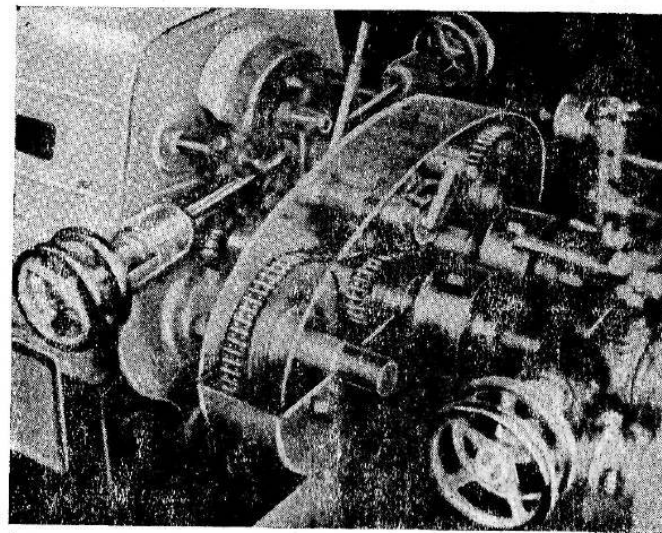


Рис. 42. Цепная передача, соединяющая быстро- и медленновращающиеся валки вальцевых станков, изображенных на рис. 40.

дится во вращение передач, помещённой в ограждении 3. Для выключения или включения каждой пары валков служат муфты 4, через которые вал 1 передает крутящий момент передаче 3, заключенной в ограждении.

Индивидуальный электропривод вальцевого станка тоже имеет ряд конструктивных решений. Наиболее простым вари-

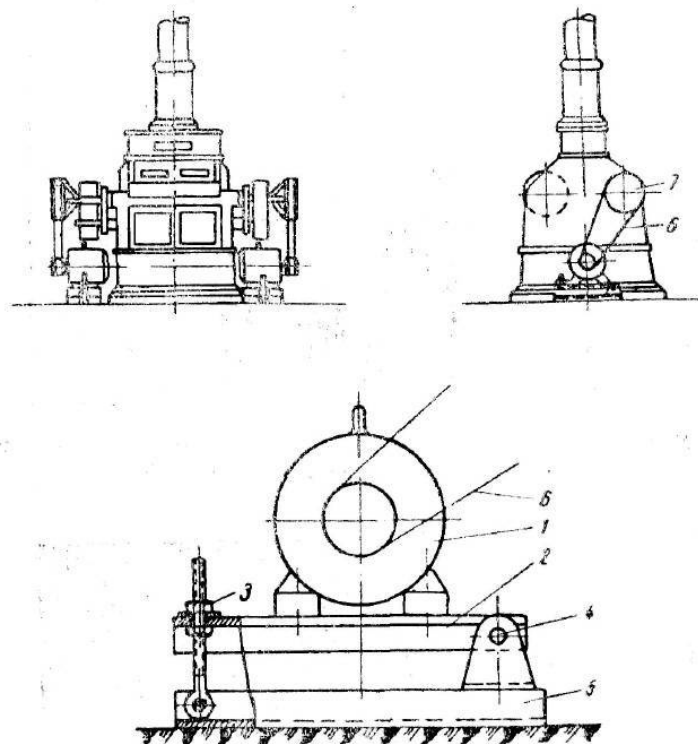


Рис. 43. Индивидуальный электропривод вальцевого станка с клиноременной передачей

антом является установка электромотора на салазках непосредственно около станины станка с передачей движения валку клиноременной передачей. Этот вариант обладает тем недостатком, что каждый раз при смене валков для съёма бесконечных клиновых ремней передачи необходимо передвигать электромотор, а затем вновь устанавливать его на место.

Более удобный вариант индивидуального электропривода изображен на рис. 43. В данном случае электромотор 1 закреплён на поворотной площадке 2; при смене валков нет необходимости снимать с площадки электромотор. Для съёма клиновых ремней необходимо, освободив гайку 3, поднять левый край площадки 2, поворачивая её вокруг оси 4 крепления площадки к фундаментной раме 5. Приподняв, вернее повернув,

площадку, можно снять клиновые ремни 6 и приступить к демонтажу шкива 7, а затем валков вальцевого станка.

Индивидуальный электропривод вальцевого станка с использованием редуктора, имеющего конические зубчатые колёса, изображён на рис. 44. В данной конструкции электромотор 1 вертикального типа соединён с редуктором 2, а последний в свою очередь прикреплён к станине вальцевого станка.

Этот вариант вряд ли можно считать целесообразным ввиду его сложности, громоздкости и явных неудобств при смене валков. Кроме того, необходимо учесть, что по противопожарным соображениям на мельницах разрешается применять взрывобезопасные моторы (закрытого типа), имеющие относительно большие габариты, а это усугубляет изложенные выше недостатки.

Передача, обеспечивающая различные скорости пары валков, осуществляется в следующих вариантах: зубчатая, цепная и ременная (плоским ремнём или клиноременная). Зубчатая передача обычно применяется в виде пары косозубчатых колёс, укрепленных при помощи клиновых шпонок непосредственно на шейках валков. Несмотря на то, что косозубчатая передача работает в масляной ванне, условия её работы тяжёлые, так как шестерни, как правило, обкатываются не по начальным окружностям и, кроме того, обычно с наличием перекоса их осей.

На мельницах Главмуки, по предложению канд. техн. наук Л. И. Розенштейна, принят единый модуль для косозубчатых колёс вальцевых станков $M_n=6,0$ при угле наклона зуба $\beta=16^\circ 15'$, что даёт модуль по торцовой окружности:

$$M_{st} = \frac{M_n}{\cos 16^\circ 15'} = 6,25.$$

Ширина колёс также стандартизирована и равна $B=100$ мм. Материалом для изготовления зубчатых колёс служит обычный машиноподелочный чугун марки СЧ-32 (малые колёса, т. е.

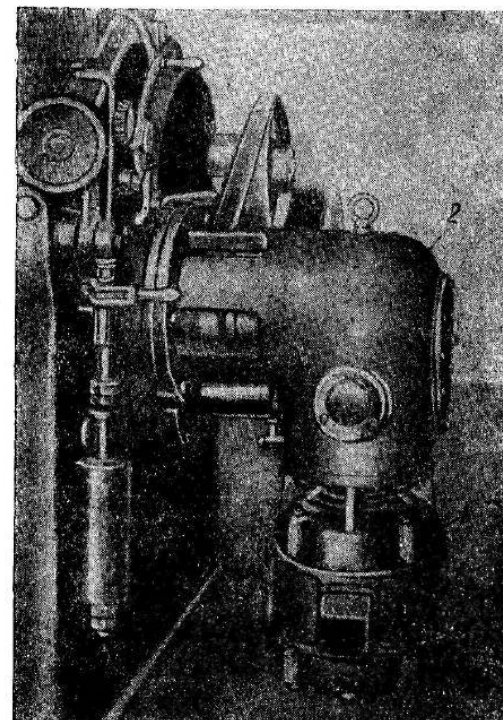


Рис. 44. Индивидуальный электропривод вальцевого станка с зубчатым редуктором

шестерни быстровращающихся валков, рациональнее изготавливать из стали марок СТ-5, СТ-20, СТ-35).

Для повышения износоустойчивости зубчатых колёс ВНИИЗ применен метод поверхностной закалки зубьев шестерён вальцевых станков токами высокой частоты, что, как показали опыты на Московском мелькомбинате им. Цюрупы, повышает срок службы шестерён в 2—3 раза.

Следует отметить, что в целях обеспечения возможно меньших перекосов осей зубчатых колёс наиболее рациональным способом крепления шестерён на шейках валков является кон-

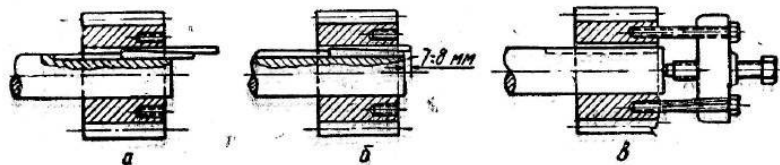


Рис. 45. Крепление шестерён на шейках валков

струкция в виде двух парноработающих клиновых шпонок, как это изображено на рис. 45, а и б, которые не дают перекоса шестерни относительно шейки валка, всегда имеющегося при применении обычных клиновых шпонок.

Применение зубчатой передачи для целей непосредственного соединения пары валков вальцевого станка нельзя считать удачным, потому что:

а) межцентровое расстояние колёс изменяется вследствие изменения величины рабочего зазора между валками во время работы (изменение межцентрового расстояния является основной причиной интенсивного износа зубчатых колёс вальцевых станков, сопровождаемых большим шумом при работе передачи);

б) ввиду различных диаметров валков (после многократной нарезки и шлифовки их поверхностей) и различных требований в отношении дифференциала пары валков является необходимым изготавливать до 58 типоразмеров зубчатых колёс, отличающихся друг от друга количеством зубьев¹;

в) применение колёс с косым (винтовым) зубом вместо прямого для повышения степени перекрытия передачи (количества зубьев, участвующих одновременно в зацеплении) вызывает дополнительные осевые усилия довольно значительной величины, воспринимаемые подшипниками валков, что увеличивает потери на трение в подшипниках.

¹ Указания о подборе чисел зубьев зубчатых колёс в зависимости от фактического диаметра валков и требуемого дифференциала излагаются в главе V.

Более рациональной передачей для соединения пары валков является цепная, конструктивное оформление которой для вальцевого станка изображено на рис. 46 и 47а и б.

В цепной передаче, изображённой на рис. 46, применена двухрядная втулочно-роликовая цепь (цепь Галля), имеющая шаг $t=20$ мм, которая огибает: малую звёздочку 1 с числом зубьев $z_1=19$, укрепленную на шейке быстровращающегося валка;

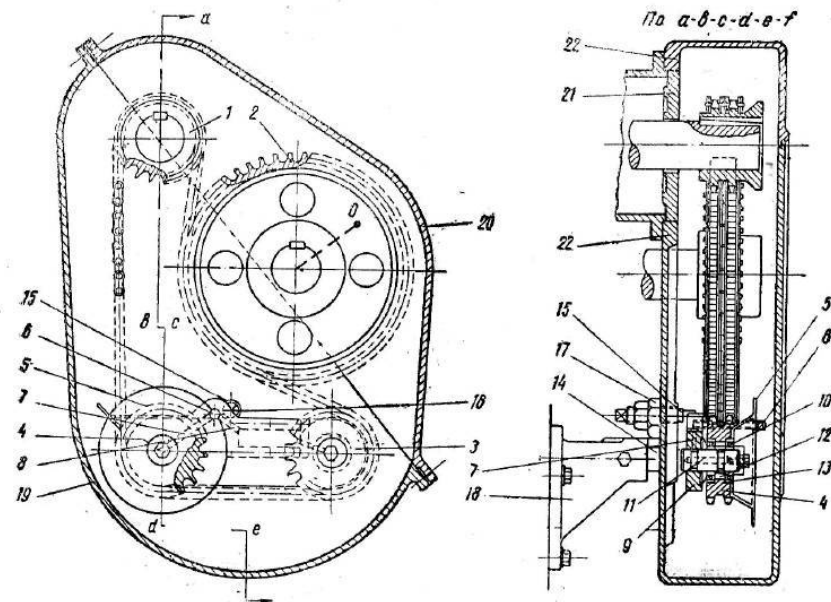


Рис. 46. Цепная передача вальцевого станка

большую 2 с числом зубьев $z_2=50$, укрепленную на шейке медленно вращающегося валка; паразитную 3 и натяжную 4, имеющие по $z_3=z_4=19$ зубьев.

Принятое в передаче расположение звёздочек обеспечивает поворот шейки нижнего валка вокруг точки О подвеса нижнего поворотного подшипника относительно станины вальцевого станка. Цепная передача помещена в кожухе-ограждении, заполненном в нижней части маслом, служащим для смазки как самой цепи, так и подшипников паразитной 3 и натяжной 4 звёздочек передачи. Подача смазки из кожуха к подшипникам осуществляется следующим образом: к натяжной звёздочке 4 укреплен маслопадающий диск 5, который нижней стороной погружен в масло. При вращении этого диска часть налипшего на него масла снимает трубка 6, в прорезь которой входит край диска 5. По трубке 6 масло самотёком поступает в каналы 7 и 8, просверленные в теле рычага 9 натяжной звёздочки, а оттуда по канавкам 10, 11 и 12 масло (самотёком) подводится к шариковым подшипникам 13, на которых смонтированы валики звёздочек 3 и 4.

Перемещение натяжной звёздочки 4, т. е. натяжение цепи, осуществляется поворотом рычага 9 вокруг валика 14, на котором сидит паразитная звёздочка 3. Перемещение рычага 9 осуще-

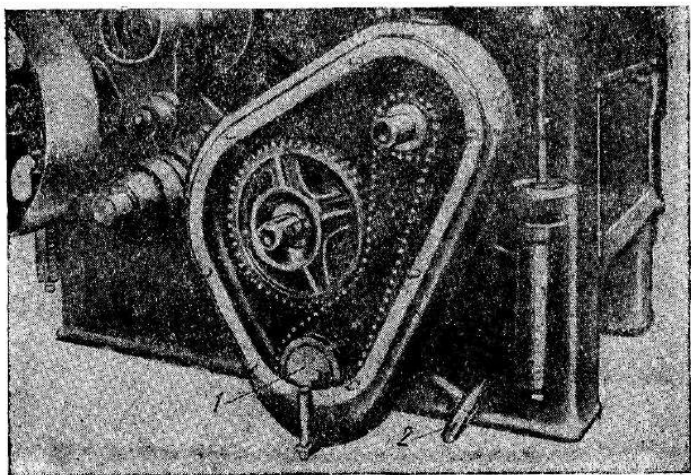


Рис. 47 а. Цепная передача вальцевого станка

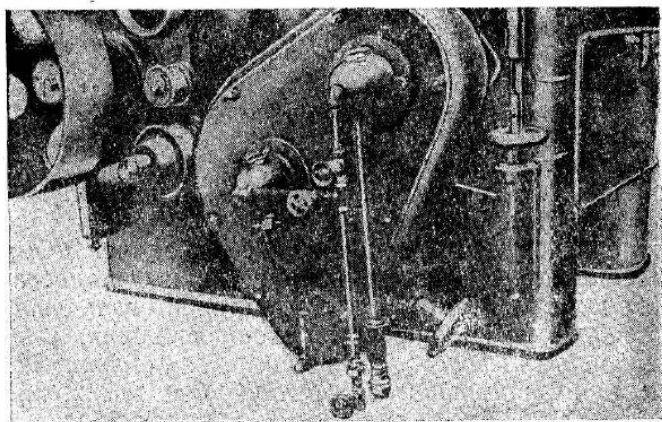


Рис. 47 б. Узел приёма и выпуска воды для охлаждения валков вальцевого станка

ствляется валиком 15, имеющим на конце эксцентрично расположенный палец 16, который при повороте валика 15 нажимает на выступ рычага 9. Поворот валика 15 производится гаечным ключом за квадратную головку валика, а фиксирование нужного положения относительно стенки кожуха передачи—затяжной гайкой 17.

Балик 14, на котором вращается паразитная звёздочка, укреплен в кронштейне 18, смонтированном на болтах к боковине станины станка. Крепление кожуха к станине станка осуществляется валиком 14, который входит в расточку, расположенную во внутренней вертикальной стенке нижней части кожуха передачи. Кроме того, крепление кожуха осуществляется на цилиндрическом буртике 21 (имеющемся на верхнем подшипнике станка), который охватывается кольцевым приливом 22 верхней и нижней половинок кожуха цепной передачи.

Опыт эксплуатации описанной цепной передачи показал её достаточно высокие качества. Станок с такой цепной передачей, проработавший непрерывно примерно в течение 2,5 лет на одной из мельниц Главмуки, не имел остановок из-за поломок или каких-либо дефектов в работе цепной передачи.

На рис. 47 а изображена цепная передача, которая отличается от рассмотренной выше отсутствием паразитной звёздочки. В этой конструкции натяжение двухрядной цепи Галля осуществляется поворотом натяжной звёздочки 1 при помощи маховичка 2. Недостатком цепной передачи, изображённой на рис. 47 а, является отсутствие возможности разъёма кожуха по вертикали. Это усложняет смену валков, так как всякий раз необходимо демонтировать всю передачу. В конструкции же, изображённой на рис. 46, при смене валков достаточно освободить рычаг 9 натяжной звёздочки, для чего следует повернуть в верхнее положение эксцентриковый выступ 16 валика 15, затем снять крышку 20 кожуха, повернуть нижнюю часть 19 кожуха вокруг валика 14. После этого, разъединив цепь, можно снять звёздочки с быстро- и медленновращающихся валков и приступить к их демонтажу.

Однако указанный выше недостаток цепной передачи (см. рис. 47 а) до некоторой степени компенсируется простотой монтажа и демонтажа арматуры, служащей для подачи и удаления воды, охлаждающей валки вальцевого станка. Как видно на рис. 47 б, соединительный трубопровод и арматура для охлаждающей воды смонтированы на крышке из листовой стали, укрепленной болтами к торцовой стенке кожуха-ограждения цепной передачи. При смене валков нет необходимости демонтировать все детали охлаждающего устройства, а следует лишь снять узел охлаждения.

Расчёт приводных механизмов вальцевого станка следует производить не только на прочность, но и на износоустойчивость, принимая во внимание непрерывную круглосуточную работу станков¹. При расчёте зубчатой передачи на прочность необхо-

¹ Современные методы расчёта клиноременных передач не только на прочность, но и на износоустойчивость изложены в работе канд. наук В. С. Полякова «Клиноременные передачи», изд. 1947 г., расчёты ременных передач плоским ремнём (по кривым скольжения)—в курсе «Детали машин» проф. В. А. Добровольского, изд. 1945 г. и цепных передач—в работе проф. Н. В. Воробьева «Цепные передачи», изд. 1946 г.

димо учитывать возможность перекоса осей зубчатых колёс и работу при межцентровом расстоянии большим, чем

$$A = \frac{(z_1 + z_2) M_{st}^*}{2},$$

поэтому окружное усилие следует считать приложенным в одном из углов вершины головки зуба¹.

2. Схема расчёта валков

Валки вальцевого станка подвергаются одновременно деформациям изгиба и кручения. На рис. 48,а приведена схема усилий, изгибающих валки вальцевого станка, на которой: H — давление, испытываемое валками вальцевого станка в результате сопротив-

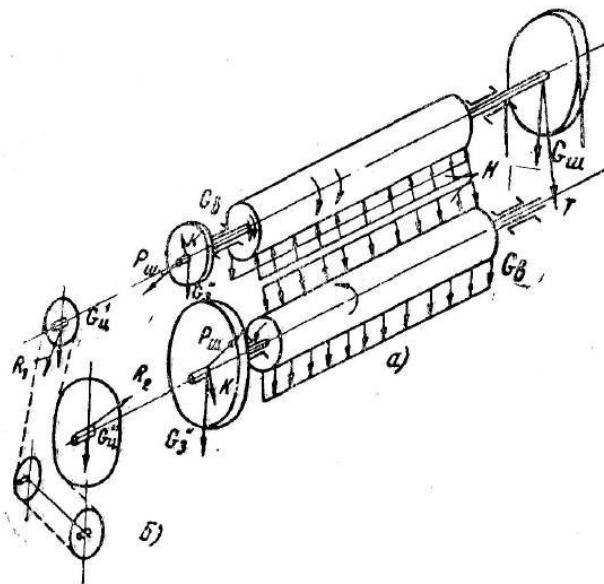


Рис. 48. Схема усилий, действующих на валки вальцевого станка

ления зерна или продуктов его переработки измельчению. Некоторые данные относительно абсолютных величин давления были приведены на стр. 68. Направление действия давления на валки на рис. 48,а условно принято по линии, соединяющей центры валков; экспериментальных данных о действительном направлении

* В приведенной формуле: z_1 и z_2 — количество зубьев у шестерён, M_{st} — торцовый модуль косозубчатой передачи, который равен: $M_{st} = \frac{M_n}{\cos \alpha}$, где

M_n — нормальный модуль зацепления, а α — угол наклона зуба.

¹ Методика расчёта зубчатой передачи при угловом приложении нагрузки на зубья шестерни и на износ изложена, например, в курсе проф. В. А. Добровольского «Детали машин», изд. 1945 г.

давления на валки с учётом окружных усилий не имеется. На рисунке обозначены:

G'_s — вес валка, величина которого в зависимости от размеров валков и их конструкции была указана в табл. 12;

G'_s и G''_s — вес зубчатых колёс;

$P_{ш}$ — реакция от окружного усилия шестерён;

K — распорное усилие зубчатой передачи, величины которой могут быть определены приближённо, исходя из количества энергии W_2 , протекающей через привод, соединяющий пару валков (определение величины W_2 см. на стр. 78).

В случае применения цепной передачи, соединяющей пару валков (см. рис. 48,б), усилия $P_{ш}, K, G'_s$ и G''_s следует заменить усилиями G'_c , G''_c , т. е. усилиями веса звёздочек передачи, и R_1, R_2 — равнодействующими усилий от натяжения цепи цепной передачи, которые следует определять исходя из величины W_2 .

В этом случае:

$G_{ш}$ — вес шкива привода быстровращающегося валка;

T — усилие от натяжения ремня, которое следует принимать не ниже трёх окружных усилий, исходя из максимальной потребной мощности.

Крутящий момент, воспринимаемый верхним быстровращающимся валком, определяется исходя из всей мощности, передаваемой двигателем паре валков вальцевого станка. Момент кручения нижнего медленновращающегося валка определяют W_2 , т. е. на основании количества энергии, протекающей через передачу, соединяющую медленный и быстровращающийся валки.

Так как усилия, изгибающие валки и шейки их осей, действуют в различных плоскостях, то следует сперва определить изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а затем суммарный изгибающий момент: $M_{сумм} = \sqrt{M_{гор}^2 + M_{в}^2}$ отдельно для чугунной гильзы валка и для его стальных осей.

Имея величины $M_{сумм}$ и $M_{круч}$, можно определить фактическое напряжение в материалах гильзы валка и его стальных осей. Так как для кокильного чугуна временное сопротивление растяжению и сжатию различны, то нормальное расчётное напряжение σ_p в материале валка следует определять исходя из теории Мора, по которой:

$$\sigma_p = 0,375 \sigma_x + 0,625 \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}.$$

В этом выражении: нормальное напряжение:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{сумм}}{\pi D_{внутр}^3 (1 - \alpha^4)};$$

касательное напряжение:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{круч}}{\pi D_{внешн}^3 (1 - \alpha^4)}.$$

$$\alpha = \frac{D_{внутр}}{D_{внешн}},$$

(т. е. отношение внутреннего диаметра $D_{внутр}$ гильзы пустотелого

валка к внешнему диаметру гильзы $D_{\text{внеш}}$ при массивных валках $\alpha = 0$).

Согласно указаниям проф. А. И. Целикова (51), допустимое напряжение для чугуновых валков хорошего качества отливки можно принимать:

$$R_s = 600 - 750 \text{ кг/см}^2.$$

Предел прочности на растяжение для отбеленного чугуна, согласно данным «Энциклопедического справочника по машиностроению» (т. IV, изд. 1947 г.), $\sigma_s = 1800 - 2200 \text{ кг/см}^2$. Следовательно, при напряжении $R_s = 750 \text{ кг/см}^2$ запас прочности составит:

$$n = \frac{2000}{750} = 2,65.$$

Расчётное нормальное напряжение для стальных шеек валков следует определять, исходя из четвёртой теории прочности по выражению:

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{\text{ш}}^2 + 3\tau_{\text{ш}}^2},$$

где $\sigma_{\text{ш}}$ — нормальное напряжение в материале шейки оси валка — следует определять, исходя из максимального изгибающего момента для шейки и её момента сопротивления изгибу.

Касательное напряжение определится как

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{16 M_{\text{круч}}}{\pi d^3},$$

где d — диаметр шейки оси валка в опасном сечении.

Допускаемое напряжение для стальных шеек валков можно принимать в пределах: $R_s = 800 - 900 \text{ кг/см}^2$.

3. Конструкции подшипников

Как известно из современных работ по износу, трению и смазке (22; 67; 68), долговечность, безотказность и экономичность работы всякого подшипника скользящего трения в основном определяется режимом трения, на котором он работает. Наиболее экономичным, но вместе с тем и наиболее трудно достижимым по условиям работы и особенно эксплуатации подшипников вальцевого станка, является режим чисто жидкостного трения, когда трущиеся поверхности отделены друг от друга смазочной прослойкой. Наименее экономичным, а в условиях эксплуатации вальцевого станка можно сказать «аварийным», видом трения является сухое, при котором происходит непосредственное трение шейки валка о материал вкладыша; последнее приводит к нагреванию подшипника до температуры, значительно превышающей допустимые нормы (50—60°), интенсивному износу и заеданиям, вплоть до приваривания вкладышей подшипников к шейкам валов.

В табл. 22 приведены данные проф. В. А. Добровольского (15) о величинах коэффициента трения при различных режимах трения подшипников скольжения. Они показывают, насколько важно,

чтобы конструкция и эксплуатация подшипников вальцевого станка — основного потребителя энергии на мельнице — обеспечивали работу подшипников хотя бы на режиме полужидкостного трения.

Таблица 22

Величины коэффициента трения

Режим работы подшипника	Пределы коэффициента трения μ	Среднее значение коэффициента трения μ
Очень бедно смазываемые поверхности	0,1—0,4	0,16
Полужидкостное трение	0,01—0,1	0,03
Жидкостное трение	0,002—0,01	0,006

Для достижения жидкостных режимов трения конструкция подшипников должна отвечать ряду требований, которые были изложены выше (в главе I, раздел 10).

Обеспечение жидкостных режимов трения в решающей степени зависит от выбора масла и надлежащей его вязкости, величины зазора между шейкой вала и расточкой вкладыша, находящихся в определённой зависимости от величины усилия на вкладыш подшипника, окружной скорости шейки вала, геометрического параметра подшипника $\frac{l}{d}$, степени чистоты (гладкости) обработки шейки и расточки вкладыша подшипника.

Расчёты, произведённые автором (в 1941 г. по заданию Главмуки) для подшипника вальцевого станка Главпродмаша, имеющего геометрический параметр

$$\frac{l}{d} = \frac{240}{80} = 3,$$

при окружных скоростях шеек в пределах 0,75—2 м/сек, показали, что наиболее рациональным зазором является 0,15—0,3 мм при условии тщательного изготовления подшипника и применения машинного масла марки Т вязкостью 7,5—8,5° по Энглеру.

К этому же выводу в отношении сорта смазочного масла привели исследования, проведённые в 1941 г. Центральной лабораторией треста Нефтемаслозаводы на Ленинградском мелькомбинате им. В. И. Ленина. Данные этого исследования показывают, что при применении машинного масла марки Т наблюдается режим полужидкостного трения. На это указывает тот факт, что при анализе масла, проработавшего 30 час., в нём было обнаружено до 0,05% металла. При смазке подшипников маслом марки С вязкостью 4,17° по Энглеру оказалось, что по прошествии 30 час. в нём оказалось до 0,11% металла.

Наиболее подходящим материалом для вкладышей подшипников вальцевого станка являются антифрикционные бронзы одной из следующих марок: БРОС-8-12, БРОС-7-17, БРОС-10-10 и БРОС-5-25, т. е. оловянисто-свинцовые бронзы с различным содержанием олова (от 5 до 10%) и свинца (от 10 до 25%), обладающие твёрдостью по Бринеллю H_B в пределах от 50 кг/мм² для БРОС-5-25 до 100 кг/мм² для БРОС-10-10. Ещё более пригодна для этих целей оловянисто-фосфористая бронза БР-ОР-10-1, имеющая твёрдость по Бринеллю H_B в пределах 80—120 кг/мм² (см. «Энциклопедический справочник по машиностроению», т. IV, изд. 1947 г.).

Наряду с указанными бронзами может быть применена и безоловянистая бронза марки АЖС-7-1,5-1,5 (алюминиево-железисто-свинцовистая).

Попытки применения чугуновых вкладышей для подшипников вальцевых станков не дали положительных результатов. По заключению отдела механизмов и машин ЦНИИТМАШ нагрузки на вкладыши подшипников вальцевого станка Главпродмаша с чугуновыми вкладышами могут достигать 20—24 кг/см² фактической опорной площади. Такие большие удельные нагрузки имеют место вследствие того, что при размерах вкладыша подшипника $d = 80$ мм и $l = 240$ мм, нагрузку несёт отрезок длиной 1,0—1,2 диаметра шейки вала, т. е. расчётная длина подшипника составляет лишь 80—100 мм, так как несамостоятельно устанавливающиеся чугуновые вкладыши очень плохо прирабатываются. При окружной скорости шеек валков до $v = 2$ м/сек параметр pv может, следовательно, составить величину $pv = 40—48 \frac{\text{кг/м}}{\text{см}^2/\text{сек}}$, а по материалам Фейгина («Антифрикционные чугуны») максимальным значением pv при окружных скоростях шеек до $v = 2$ м/сек является: $pv = 20—25 \frac{\text{кг/м}}{\text{см}^2/\text{сек}}$.

Данные Фейгина не следует принимать как максимально возможные, а только как экономически выгодные, так как при больших значениях pv подшипники работают недостаточно надёжно и убытки от износа, заеданий и повышенного расхода смазки превышают выгоды замены бронзы чугуном.

Заедания, как известно из практики, бывают и при бронзовых вкладышах. Для улучшения антифрикционных свойств подшипника в целом целесообразна термообработка шеек валков (например методом поверхностной закалки) или, что более достижимо в условиях мельницы, снабжение шеек валков стальными калёными и тщательно отшлифованными втулками.

Различие в направлении усилий, действующих на подшипники валков вальцевого станка и в направлении вращения, особым ставит вопрос о рациональном расположении смазочных канавок во вкладыше и о месте подвода смазки. Схема на рис. 49 показывает направление вращения каждой из четырёх шеек пары валков и возможные пределы изменения направления равнодействующей всех усилий, действующих на каждый подшипник. Рассма-

тривая схему мы видим, что наиболее рациональным местом подвода смазки для всех подшипников является верхняя часть вкладыша. Для распределения масла не следует делать никаких канавок, пересекающих рабочую, опорную, поверхность вкладыша, так

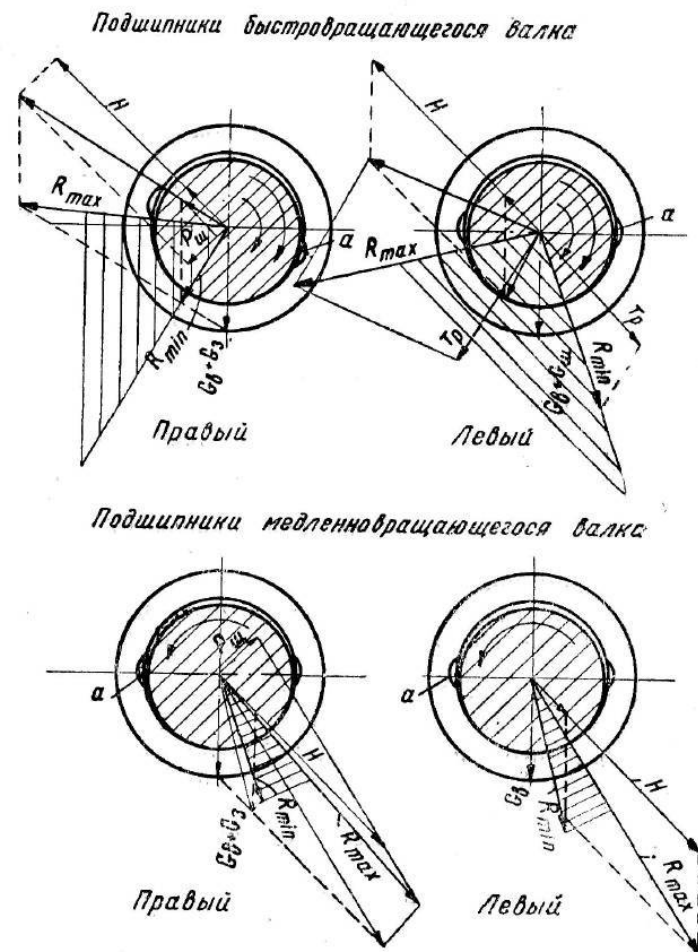


Рис. 49. Схема усилий, действующих на подшипники вальцевого станка

как это приведёт к разрыву масляной плёнки в нагружённой зоне подшипника и создаст в подшипнике режим сухого трения. Для распределения масла вдоль вкладыша следует иметь лишь продольные пазы-канавки, расположенные в ненагружённой зоне.

Исходя из фактического расположения зон давления в подшипниках вальцевого станка и направления вращения соответствующих шеек вала, рациональными являются канавки α , изображённые на рис. 49, которые не должны доходить до торцов

вкладыша на 10—15 мм. Чтобы сделать вкладыши полностью взаимозаменяемыми, можно располагать канавки с обеих сторон по горизонтальному диаметру, но вкладыши с двумя канавками работать будут хуже, чем с одной канавкой, располагаемой в соответствии с направлением вращения шейки вала и зоной давления данного подшипника.

Опыты проф. А. Е. Зайцева (22) по изучению влияния на работу подшипников расположения канавок во вкладышах показали,

что кроме продольных канавок необходимы также «разводящие канавки» (рис. 50) для шеек, имеющих окружные скорости менее 0,5 м/сек; разводящие канавки должны быть расположены также в ненагруженной зоне. Все остальные канавки приносят подшипнику лишь вред.

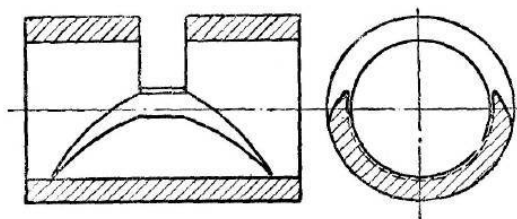


Рис. 50. Вкладыш подшипника с «разводящими» канавками

Следующими факторами, влияющими на работоспособность подшипника вальцевого станка, являются устройства, обеспечивающие обильную смазку, герметизацию внутренних полостей подшипника от попадания в них мучной пыли и достаточные поверхности для отвода тепла, образующегося из-за трения.

На рис. 51,а изображён нижний поворотный подшипник с бронзовым самоустанавливающимся вкладышем вальцевого станка Главпродмаша моделей ЗВН и ЗВГ. Чугунный корпус 1 с левой стороны имеет ухо-прилив 2, на котором подшипник подвешивается к станине станка. С правой стороны корпуса подшипника прилив 3 чугуниным предохранительным валиком 4 соединён с хвостом подшипника 5, опирающимся на узел амортизации штурвального механизма. В отверстии уха-прилива 2 имеется эксцентриковая втулка 6, дающая возможность перемещать подшипник в горизонтальной плоскости, что бывает необходимо при выверке в этой плоскости параллельности нижнего вала по отношению к верхнему (устранение «ножниц»). Бронзовый неразъёмный вкладыш 7 подшипника имеет две шаровые сферы 8 диаметром 50 мм, которыми он входит в соответствующие углубления в корпусе подшипника. Верхняя сфера 8 вкладыша укреплена относительно корпуса 1 пробкой 9, которая закрепляется наподобие контргайки, что препятствует самоотвинчиванию пробки 9.

Контргайечное устройство конструктивно оформлено следующим образом. Пробка 9 примерно на половине высоты имеет прорезь, перпендикулярную к оси глубиной на $\frac{3}{4}$ поперечного сечения. В верхнюю часть пробки на резьбе ввёрнут винт 10, который, упираясь в нижнюю часть пробки 9, создаёт натяжение (в резьбе) нижней и верхней частей пробки 9. Смазка — принудительная, жольцевая. Масло подаётся следующим образом. Смазочное

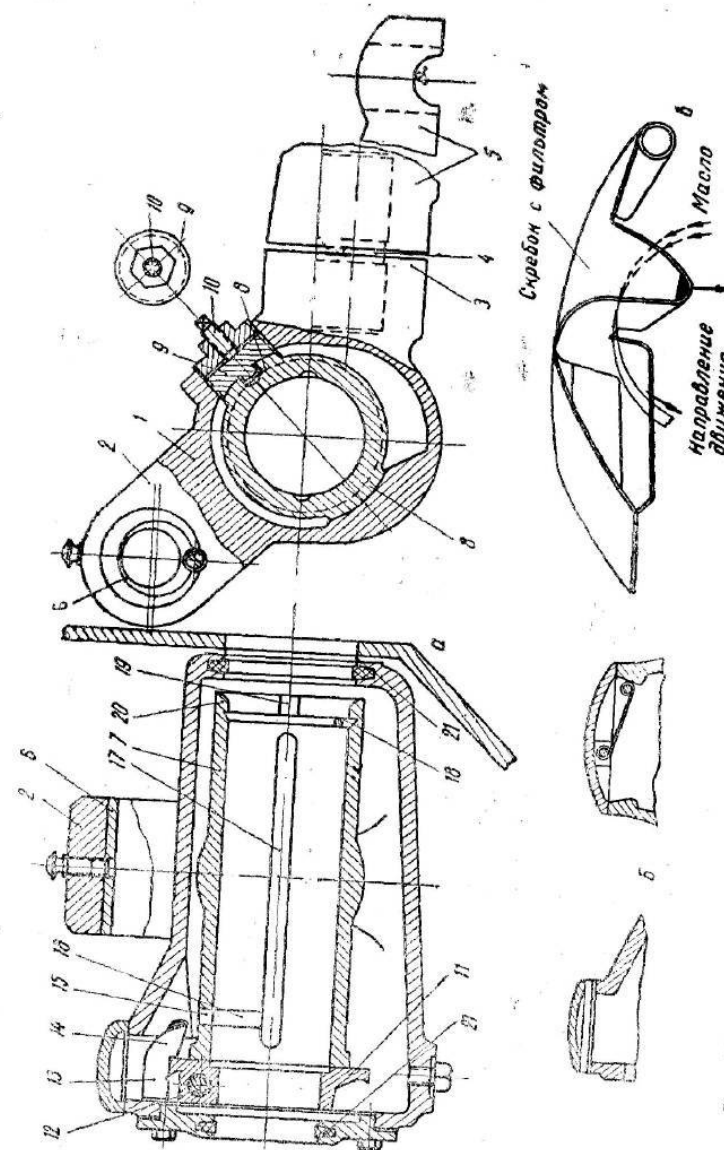


Рис. 51. Нижний поворотный подшипник с самоустанавливающимся вкладышем станка ЗВН

кольцо 11, укрепленное стяжным болтом 12 на шейке вала, при вращении забирает масло из нижней части полости корпуса 1 подшипника и поднимает его вверх. Сверху на смазочное кольцо надет маслосъемник 13 (см. рис. 51, в), который снимает масло с поверхности кольца и через носок 14 подает его в прорезь 15, имеющуюся в левой верхней части вкладыша подшипника. Из прорези 15 масло по радиальным канавкам 16 стекает в горизонталь-

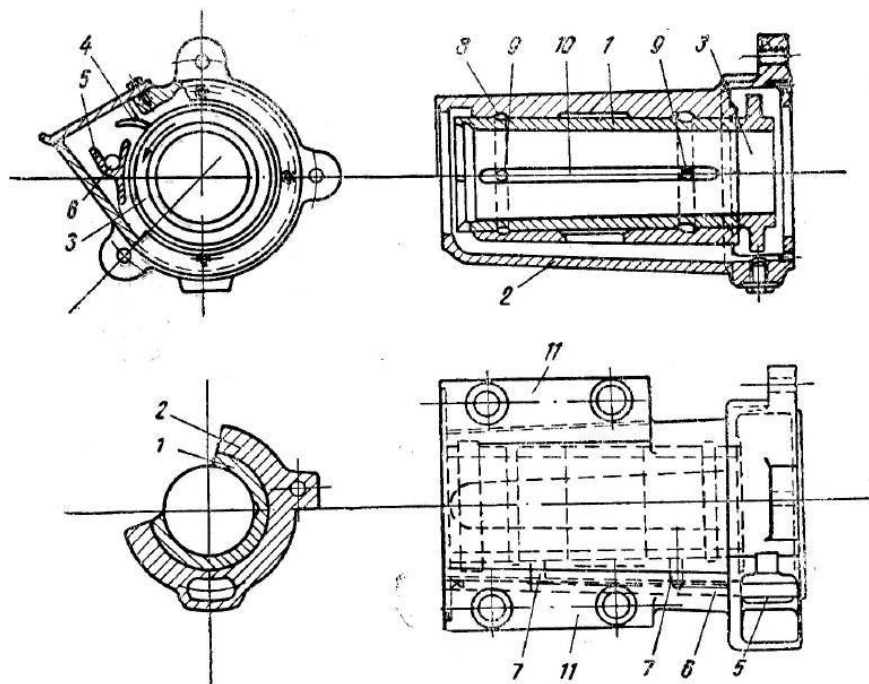


Рис. 52. Верхний неподвижный подшипник с запрессованным вкладышем вальцевых станков ЗВН и ЗВГ

ные продольные каналы 17, которые распределяют его по всей длине вкладыша. Избыток масла выжимается на торцы вкладыша и через отверстие 18 стекает в корпус подшипника. Канавка 19 служит для подачи смазки на стык галтели шейки вала с торцовым бортиком 20 вкладыша, воспринимающим осевое давление от вала. Герметизация подшипника от попадания в него пыли обеспечивается обычными уплотнительными кольцами 21 из технического фетра и шарнирной крышкой (см. рис. 51, б), перекрывающей отверстие для заливки масла в подшипник.

Практика эксплуатации на мельницах подшипников описанной конструкции показывает, что они недостаточно надёжны в работе, греются и часто выходят из строя. Последнее вынуждает работников мельниц переходить на подшипники с неподвижными, наглухо запрессованными в корпус, вкладышами.

На рис. 52 показана конструкция с запрессованным вкладышем. Бронзовый вкладыш 1 снаружи выполнен в виде усечённого ко-

нуса с уклоном $\frac{1}{100}$. Так же, как и в предыдущей конструкции, масло из корпуса 2 подшипника подаётся смазочным кольцом 3, а далее скребком 4 в резервуар 5. Отсюда по горизонтальному каналу, 6, идущему вдоль оси в теле корпуса подшипника, оно поступает в радиальные каналы 7, из них в кольцевые канавки 8 и, наконец, через отверстие 9 поступает в продольные канавки 10, распределяющие масло вдоль вкладыша подшипника.

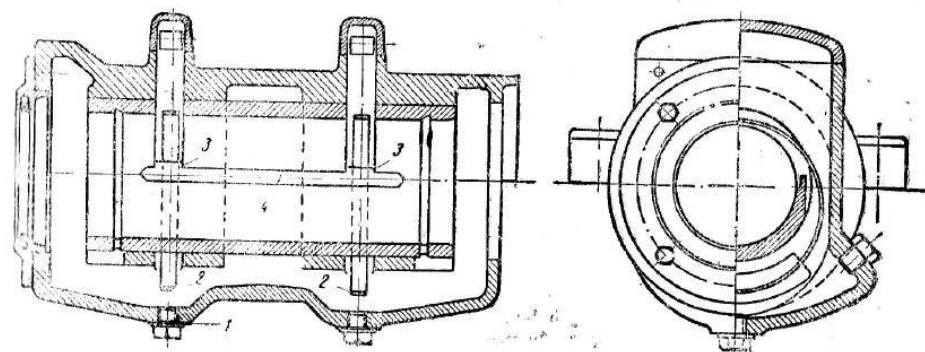


Рис. 53. Подшипник конструкции инж. Бильде

Корпус подшипника крепится болтами к станине станка лапами 11, которые опираются на соответствующие простроганные приливы у боковин станины станка. Аналогичную конструкцию имеют и поворотные подшипники нижних медленно вращающихся валков.

Эта конструкция подшипников хотя и оказывается более надёжной в эксплуатации, чем подшипники, изображённые на рис. 51, но также причиняет много хлопот персоналу, обслуживающему вальцевые станки, главным образом из-за нагревов, вплоть до заеданий шеек валов и даже приваривания вкладышей к шейкам валков. Естественно, что это вызывает много рационализаторских предложений по улучшению отдельных элементов и всей конструкции подшипника в целом.

Одна из таких конструкций изображена на рис. 53. Этот подшипник с неподвижным вкладышем и свободной кольцевой смазкой двумя кольцами предложен работником Ленинградского мелькомбината инж. Бильде. Как видно из рисунка, масло для смазки подаётся из резервуара корпуса 1 подшипника двумя свободно висящими на шейке вала кольцами 2 в радиальные канавки 3, откуда стекает в продольные карманы 4, распределяющие масло вдоль вкладыша.

На первый взгляд кажется парадоксальным, что подшипник с самоустанавливающимся вкладышем работает хуже, чем подшипник с запрессованным вкладышем. Объяснение этому, по нашему мнению, следует искать в следующем. При малейшем уменьшении или нарушении подачи смазки, при загрязнённом масле, недостаточной вязкости его, перекосах вала или подшипников, недостаточной точности геометрии форм трущихся пар или

их гладкости подшипник переходит с режима полужидкостного трения на полусухое или даже сухое. При этом вследствие больших нагрузок, испытываемых подшипником, в нём образуются значительные количества тепла, которые необходимо передать через вкладыш и стенки корпуса подшипника в окружающую среду.

У подшипника с самоустанавливающимся вкладышем (см. рис. 51) непосредственный контакт вкладыша с корпусом подшипника происходит только по шаровым сферам, имеющим площадь поперечного сечения:

$$2F_{эфф} = 2 \frac{\pi D^2}{4} = 2 \frac{\pi \cdot 5^2}{4} \approx 39 \text{ см}^2;$$

вся же остальная поверхность вкладыша общей площадью $F = 700 \text{ см}^2$ отделена от стенок корпуса воздушной прослойкой, имеющей малый коэффициент теплопроводности.

В подшипнике с запрессованным вкладышем (см. рис. 52) площадь контакта вкладыша, с телом корпуса составляет:

$$F'_{эфф} \approx 530 \text{ см}^2,$$

т. е. в $\frac{530}{39} = 13,5$ раза больше, чем у подшипника с самоустанавливающимся вкладышем.

Таким образом, подшипник с запрессованным вкладышем лучше отдаёт тепло, чем подшипник с самоустанавливающимся вкладышем.

Из сказанного не следует делать вывода, что всякая конструкция подшипника с самоустанавливающимся вкладышем всегда хуже подшипника с несамустанавливающимся вкладышем. Так, на рис. 54, а, б и в изображены подшипники с самоустанавливающимися вкладышами, однако хорошо работающие, несмотря на то что у них площадь соприкосновения вкладыша с корпусом подшипника равна: $F_{эфф} = 136 \text{ см}^2$.

Подшипники, изображённые на рис. 54, а, б и в, предназначены для станков, имеющих сравнительно невысокие нагрузки, а на рис. 55, а и б — для более тяжело нагруженных станков той же модели «В». Рассматривая рис. 54, а видим, что на шейку вала 1 надета стальная закалённая втулка 2 из хромистой шарикоподшипниковой стали; для вала $250 \times 1000 \text{ мм}$ такая втулка показана на рис. 54, в. Вкладыш 3, отдельно изображённый на рис. 54, б (для вала $250 \times 1000 \text{ мм}$), бронзовый, самоустанавливающийся снаружи имеет шаровой пояс. Вкладыш 3 шаровым поясом опирается на сферические выточки 4 и 5 в корпусе и в гайке 6, которая одновременно является торцевой крышкой корпуса 7 подшипника. Осевые усилия передаются от вала на вкладыш подшипника втулкой 8, имеющей снаружи маслосбрасывающие канавки 9.

Подача смазки осуществляется смазочным кольцом 10, свободно висящим на втулке 2. К станине подшипник крепится двумя болтами и двумя контрольными шпильками. Для этого служат отверстия 11 и 12 во фланце 13 корпуса подшипника (крепление подшипников к станине консольное, что нельзя считать удачным).

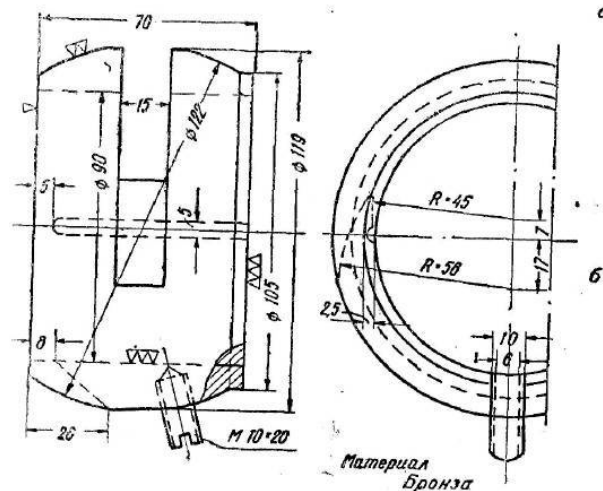
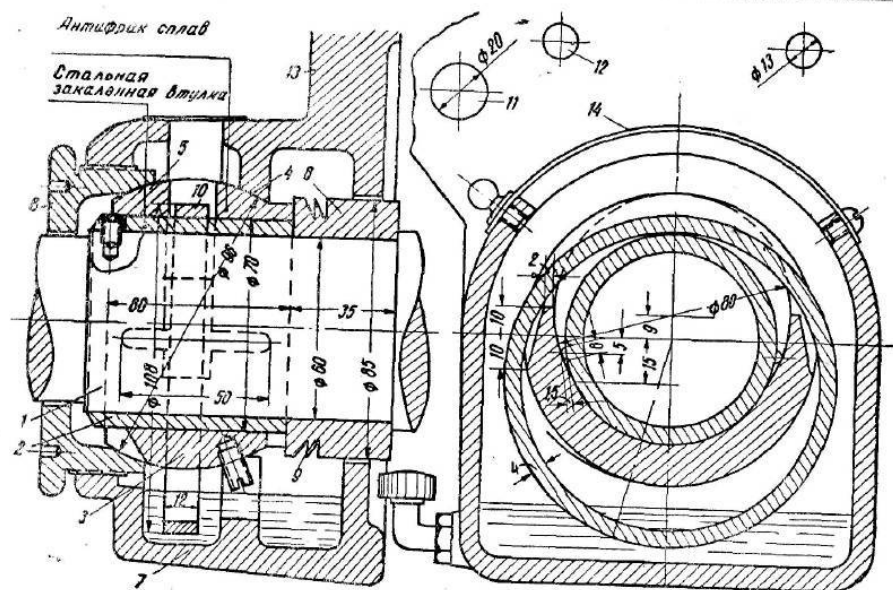
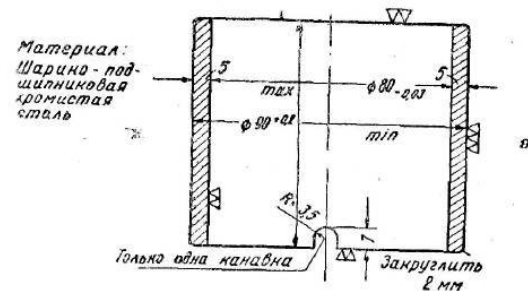


Рис. 54,
Подшипники лёгкого
типа



Крышка 14 отверстия для заливки масла в корпус подшипника выполнена из полосовой пружинной стали. Это обеспечивает достаточно хорошую герметизацию отверстия от попадания пыли в подшипник. Торцовая крышка не имеет уплотнительных устройств, что является отрицательной стороной конструкции.

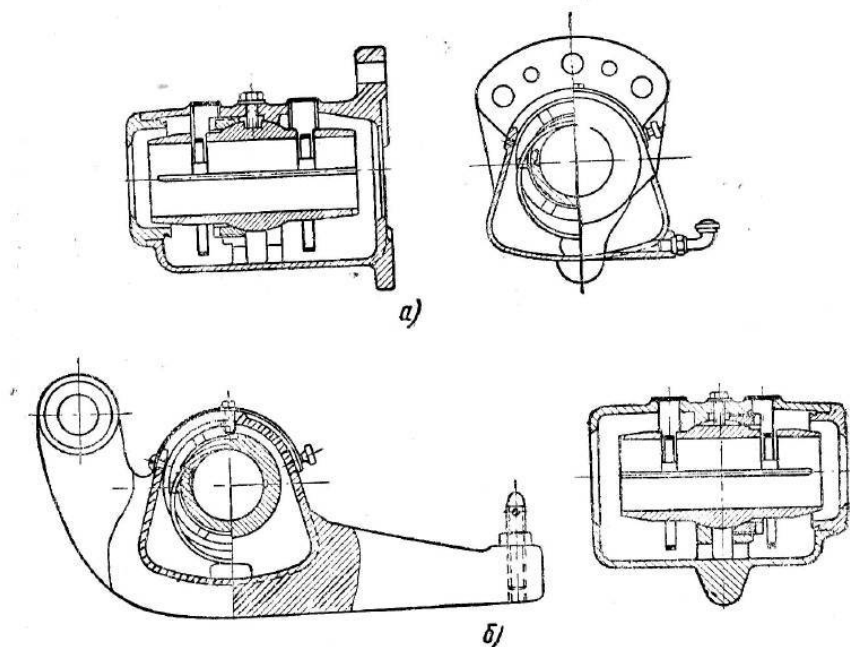


Рис. 55. Подшипники тяжелого типа

Геометрический параметр рассматриваемого подшипника $\frac{l}{d} = \frac{60}{70} = 0,9$; вследствие малой длины подшипника достигается

равномерное по всей длине прилегание шейки вала к вкладышу подшипника. Применение стальной закалённой втулки обеспечивает возможность получения (шлифовкой) достаточно гладкой поверхности, а трение закалённой стали по бронзе обеспечивает хорошие устойчивые антифрикционные свойства.

Подшипники для этого же станка, но тяжёлого типа, изображены на рис. 55, а и б. От рассмотренной конструкции они отличаются тем, что в них отсутствуют стальные закалённые втулки; упорная втулка с маслосбрасывающими кольцами и подшипник резко удлинен, так как $\frac{l}{d} = 3$. Крепление подшипников быстровращающегося вала фланцевое на довольно большой консоли, а поворотные подшипники медленно вращающихся валков имеют неразъёмные хвосты, что нельзя считать удачным.

Мы полагаем, что и для тяжело нагруженных станков рационально увеличивать их геометрический параметр, более чем

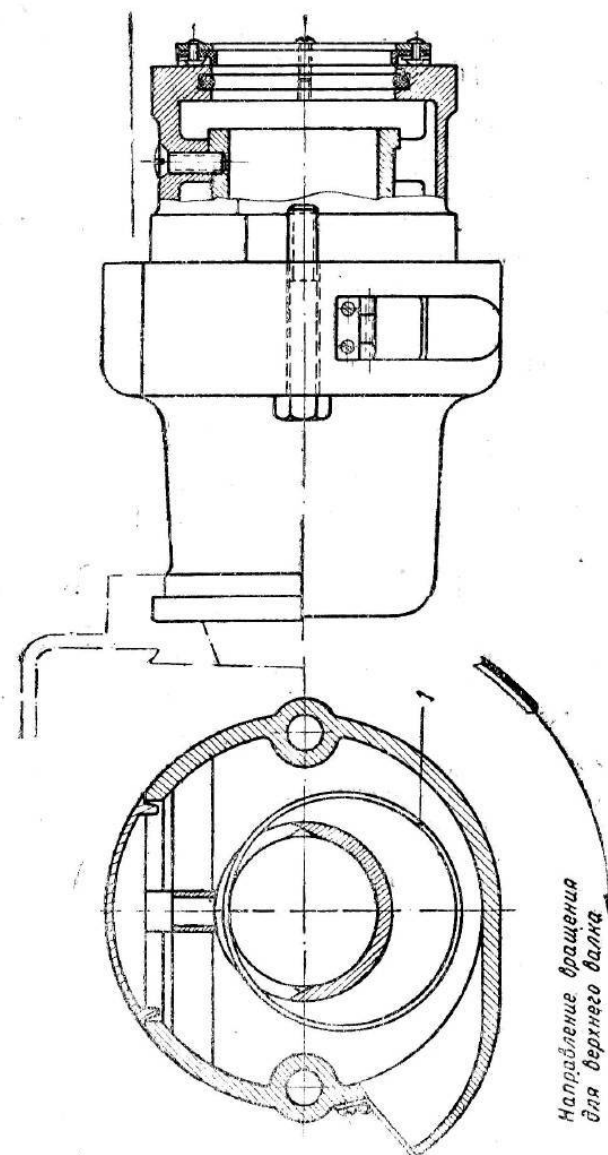


Рис. 56. Подшипник быстровращающегося вала автоматического вальцевого станка 3М Главпродмаша

$\frac{l}{d} = 1,5$, следует сохранить закалённую стальную втулку, увеличить, насколько возможно, $F_{эфф}$ и уменьшить консоль места крепления подшипника к станине по отношению к центру подшипника.

навливающиеся, так как на поверхности они имеют шаровой пояс 5, который находится в сферических гнездах стоек подшипников 6. Правому корпусу подшипника, кроме того, обеспечена свобода осевых перемещений, так как корпус подшипника может свободно перемещаться относительно шарового пояса 7.

К недостаткам этой конструкции следует отнести: недостаточную герметизацию подшипника от попадания в него пыли, необ-

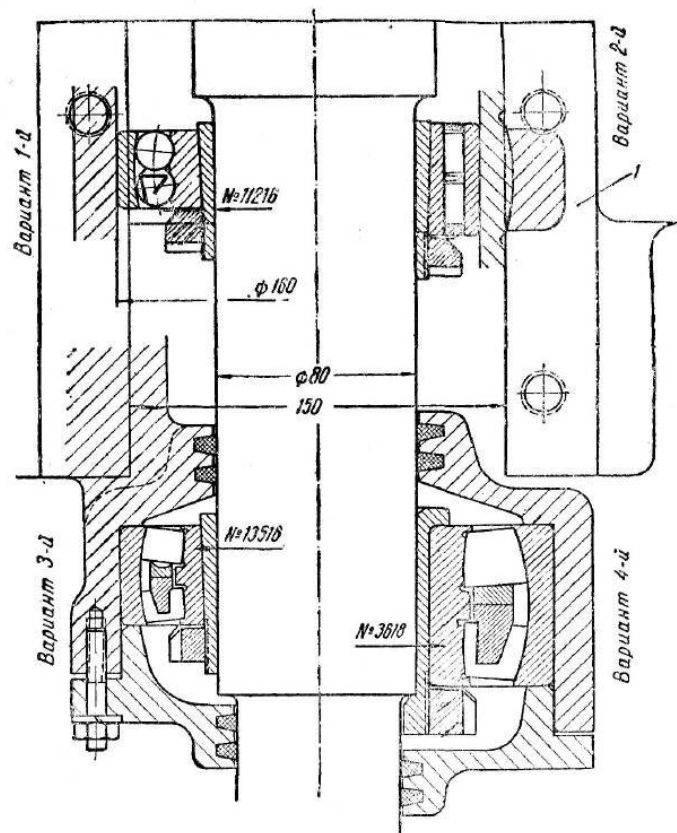


Рис. 58. Схема вариантов установки подшипников качения в вальцевых станках ЗВН

ходимость частичного демонтажа подшипника для подтяжек (уменьшения осевого, а тем самым и радиального зазоров) и полного демонтажа при замене валков.

Замена подшипников скольжения подшипниками качения в вальцевых станках ЗВН и ЗВГ, распространённых на наших мельницах, весьма затруднена конструкцией станины. Из рис. 58 видно, что расстояние между опорными приливами станины равно 145—150 мм. Это не даёт возможности разместить в этом месте подшипники качения типоразмера, соответствующего размерам

шейки вала $d = 80$ мм и нагрузке на подшипник до 1500 кг. Это вынуждает размещать подшипник вне пределов приливов 1, что резко увеличивает консоль шейки вала. Кроме того, применение подшипников на закрепительных втулках едва ли можно считать целесообразным, так как при нарезке и шлифовке валков подшипники необходимо демонтировать, а затем вновь монтировать на шейках вала с обязательным вскрытием крышек корпуса подшипника.

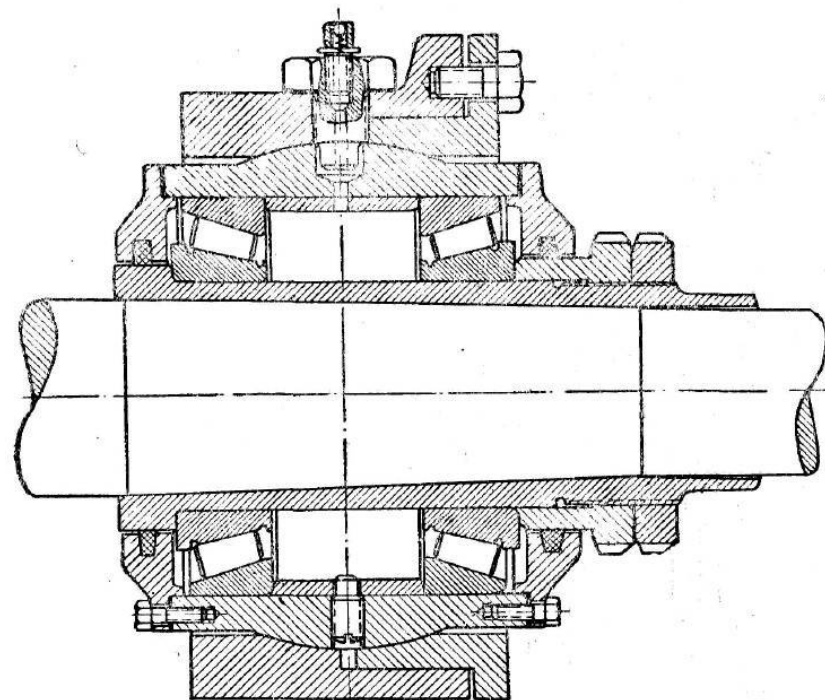


Рис. 59. Подшипник качения с регулируемым люфтом в герметическом исполнении

Нужно полагать, что наиболее целесообразным является применение для валков вальцевых станков подшипников качения с регулируемым зазором, помещённых в абсолютно герметичных самоустанавливающихся корпусах; при этом корпус с подшипниками образует отдельный блок, который при смене валков снимается с шеек вала либо вместе с валком направляется для нарезки или перешлифовки валков. Одна из возможных схем такой конструкции изображена на рис. 59¹.

¹ Разработана автором.

4. Конструкции и схема расчёта механизмов для регулирования величины рабочего зазора между валками

Механизмы для регулирования величины рабочего зазора между валками обеспечивают возможность выполнения привала и отвала валков, выверки параллельности нижнего валка по отношению к верхнему (в вертикальной плоскости), автоматического отжатия нижнего валка от верхнего при прохождении между ними прочного инородного тела больших, чем величина зазора, размеров.

В существующих вальцевых станках в основу конструкции механизма привала и отвала валков положено применение горизонтального вала с концевыми эксцентриковыми пальцами; вал укреплен в расточках боковин станины, а на пальцах подвешены механизмы для выверки параллельности валков, включающие и узел уступчивого нажима.

Отличие в механизмах для регулирования величины рабочего зазора между валками в вальцевых станках разных моделей сводится к различию конструктивного оформления узлов и отдельных деталей механизмов при сохранении изложенной выше принципиальной схемы механизма в целом.

На рис. 60 изображён механизм для регулирования величины зазора между валками вальцевого станка модели ЗВГ Главпродмаша. В верхней части станины станка, вдоль его фронта, пропущен горизонтальный вал 1 с эксцентриковыми пальцами 2 по концам, называющийся привало-отвальным валом. На эксцентриковых пальцах 2 свободно надеты сухари 3, на которые опираются втулки 4 так называемого штурвального механизма. Внутри втулок 4 ввёрнуты на резьбе стаканы 5, оканчивающиеся вверх штурвалами. Вертикальное положение втулок 4 обеспечивается тем, что они расположены в цилиндрических расточках, имеющихся в приливах 6 боковин станка. Фиксация взаимоположения стакана 5 относительно втулки 4 осуществляется разрезной муфтой 7 за счёт сжатия её в радиальном направлении винтом 8; винт препятствует произвольному проворачиванию резьбы стакана 5 во втулке 4, так как муфта 7 врезным зубом 9 связана с втулкой 4.

На верхние плоскости стаканов 5 опираются головки 10 штурвальных тяг 11, которые в нижней части несут на себе пружины 12, заключённые в гильзах 13. Пружины 12 с определённым усилием «предварительной затяжки» зажаты между упорной шайбой 14 и шайбой 15 гайками 16. На верхнюю часть гильз 13 опираются хвосты поворотных подшипников нижнего медленновращающегося валка вальцевого станка; ось поворота подшипников находится в точке O их подвеса к боковинам станины станка.

Грубый отвал валков, т. е. быстрое увеличение рабочего зазора между валками, производится поворотом рукоятки 17 из положения I в положение II . При повороте рукоятки 17 поворачивается вал 1, вследствие чего опускаются сухари 3, надежные на эксцентриковые пальцы 2. Опускание сухарей 3 влечёт за собой опускание втулок 4 со стаканами 5, штурвальных тяг 11, гильз 13,

следовательно, и хвостов обоих подшипников, что приводит к повороту их вокруг точек подвеса O . В результате рабочий зазор v между валками увеличивается. Для привала валков следует переместить рукоятку из положения II в положение I . Приваленное рабочее положение нижнего валка в станке ЗВГ фиксируется защёлкой 18, захватывающей за зуб 19, укрепленный на станине

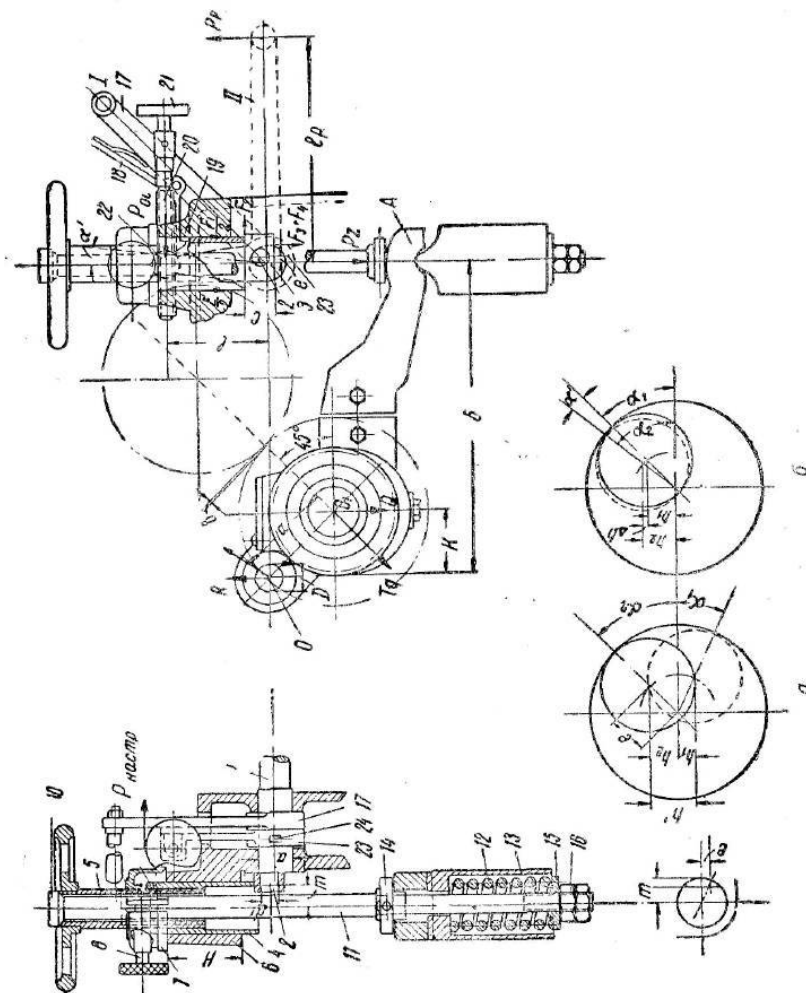


Рис. 60. Механизм для регулирования величины рабочего зазора между валками в вальцевом станке ЗВГ Главпродмаша

станка. Изменение рабочего зазора v на малые величины (до 0,01 мм) производится вращением винта 20 за его маховичок 21. При вращении винт 20, шарнирно укрепленный во втулке рычага 17, ввинчивается (либо вывинчивается) в гайку 22, шарнирно укрепленную в рычаге 23, и тем самым поворачивает его на некоторый угол. Рычаг 23 стопорным винтом 24 укреплен на валу 1, в то время как рычаг 17 не скреплен с валом 1, но удерживается в

неподвижном положении защёлкой 18 относительно станины. Следовательно, при повороте рычага 23 на некоторый угол происходит поворот вала 1 на этот же угол, что влечёт опускание либо подъём сухарей 3, а, значит, штурвальных механизмов и хвостов нижних подшипников. В результате рабочий зазор между валками изменится одновременно по всей их длине.

Параллельность валков в вертикальной плоскости выверяют раздельным вращением штурвалов стаканов 5. При этом стаканы 5, ввёртываясь либо вывёртываясь из втулок 4 (в зависимости от направления вращения штурвалов), опускают или поднимают штурвальные тяги 11, вследствие чего вокруг точки *O* поворачиваются подвешенные к тягам нижние поворотные подшипники. Параллельность валков в горизонтальной плоскости выверяют поворотом эксцентриковых втулок 6 (см. рис. 51), закреплённых в ухе-приливе корпусов нижних подшипников.

В том случае, если между валками попадёт инородный предмет, превышающий прочность зерна, размерами более величины рабочего зазора, пружины 12 сожмутся, вследствие чего увеличится зазор *b*, и инородный предмет, несколько деформируясь, пройдёт между валками.

В данном амортизационном устройстве и во всех устройствах, ему подобных, для обеспечения стабильности величины рабочего зазора между валками необходимо обеспечить предварительную затяжку каждой из двух пружин 12, обслуживающих один валок, по величине несколько превышающую максимальное рабочее давление, передаваемое на пружину подшипником. Для станка с валками 250×1000 мм величину предварительной затяжки можно рекомендовать порядка 450 кг, что составит $\Delta h = 10$ мм.

Различные конструкции механизмов, служащих для регулирования величины рабочего зазора между валками, следует оценивать по показателям, изложенным выше (см. стр. 74), а также по точности, которой можно достигнуть в отношении регулирования величины *b*, и тем усилиям, которые необходимо приложить к органам управления механизмом для осуществления операций регулирования.

В описанном регулировочном механизме станка ЗВГ включение и выключение станков осуществляется поворотом привало-отвального вала 1. Это приводит к подъёму либо опусканию сухарей 3, а следовательно, и штурвальных механизмов на некоторую величину h' . Соответствующее изменение величины рабочего зазора между валками может быть выражено как

$$b = \frac{a}{6} h'.$$

Из рис. 60, а видно, что изменение величины *h* в зависимости от угла поворота вала 1 неравномерно и происходит по синусоиде, так как

$$h' = h_1 + h_2 = e (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2),$$

а для рис. 60, б:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = e (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1),$$

где *e* — эксцентриситет пальца 2 относительно геометрической оси вала 1.

Так как при грубом привале-отвале валков при данной величине *e* целесообразно иметь максимально возможное изменение величины *b*, то для этой операции используют угловое перемещение эксцентрикового пальца в I и II квадрантах. В этом случае:

$$b = \frac{a}{6} e (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2).$$

Для точной настройки станка используют перемещение эксцентрикового пальца в I квадранте, увеличивая угол α_2 для уменьшения зазора между валками и уменьшая этот угол α_2 для увеличения зазора между валками, т. е.

$$b_{настр} = \frac{a}{6} e [\sin (\alpha_1 + \alpha') - \sin \alpha_1].$$

Величина чувствительности механизма точной настройки станка может быть выражена как изменение величины рабочего зазора между валками на один полный оборот маховичка 21 (см. рис. 60) управления этим механизмом. Величина чувствительности настройки будет зависеть от передаточного числа механизма, служащего для осуществления поворота привало-отвального вала на угол α^1 (см. рис. 60, б) и начального значения угла α_1 .

В вальцевом станке ЗВГ, угол α_1 изменяется на α' , как указывалось, поворотом рычага 23 (см. рис. 60), имеющего радиус вращения $l = 135$ мм, винтом 20 с прямоугольной ленточной резьбой, имеющей шаг $t_p = 2,54$ мм (10 ниток на 1"). При одном полном обороте винта 20 рычаг 23, повернувшись на угол α^1 , пройдёт путь по хорде $t_p = 2,54$ мм.

На рис. 60 нетрудно видеть что

$$\frac{t_p}{l} = \operatorname{tg} \alpha';$$

следовательно:

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{2,54}{135} = 0,01693; \quad \alpha' = 58'.$$

Если далее учесть, что у станка ЗВГ $\frac{a}{6} = \frac{1}{3,6}$,

$e = 10,5$ мм и принять $\angle \alpha_2 = 45^\circ$, то чувствительность «настройки» составит:

$$b_{настр} = \frac{10,5}{3,6} (\sin 45^\circ 58' - \sin 45^\circ) \cong 0,035 \text{ мм/один оборот винта.}$$

Изменение величины рабочего зазора между валками при грубом привале-отвале нижнего валка для станка ЗВГ составит:

$$b_{г.р} = \frac{10,5}{3,6} (\sin 25^\circ + \sin 45^\circ) = 3,8 \text{ мм, так как } \angle \alpha_1 = 25^\circ \text{ и } \angle \alpha_2 = 45^\circ.$$

Чувствительность механизма для выверки параллельности валков (в вертикальной плоскости) для вальцевых станков ЗВГ и ЗВН может быть выражена как изменение величины рабочего зазора δ на один полный оборот штурвала стакана 5 (см. рис. 60), т. е.

$$b_{пар} = \frac{a}{\delta} \tau_p,$$

где τ_p — шаг резьбы стакана 5, равен: $\tau_p = 1,59$ мм (16 ниток на 1").

Следовательно,

$$b_{пар} = \frac{1,59}{3,6} = 0,44 \text{ мм.}$$

Величины усилий, которые необходимо приложить к органам управления механизма регулирования зазора δ , зависят от конструктивной схемы механизма регулирования, размера валков, режима измельчения и приближённо могут быть определены, исходя из уравнений статики.

Теоретическое определение величины P_p с точным учётом сил трения во всех звеньях механизма весьма затруднительны.

Для целей практики и сравнительной оценки механизмов регулирования зазора δ у станков различных конструкций величину P_p можно определить приближённо, допуская, что для учёта сил трения во всех звеньях механизма исходной величиной принимается одно и то же значение для величины P_z , т. е. усилия, действующего вдоль штурвальной тяги, без поправок на изменение её по мере перехода от одного звена механизма регулирования к другому.

Для рассмотренного станка ЗВГ усилие P_p на рукоятке рычага 17 при грубом привале валков можно определить для значения $\angle \alpha_2 = 0$, так как при этом преодолеваемая сила P_z (см. рис. 60), действующая вдоль штурвальной тяги 11, приложена на максимальном плече, $l = 10,5$ мм (эксцентриситет) относительно оси вращения системы, т. е. оси вала 1.

Уравнение равновесия сил, действующих относительно центра O привало-отвального станка ЗВГ может быть выражено следующим образом:

$$P_p \cdot l_p = 2 \left(P_z e + F_1 \cdot e + F_2 \frac{c}{2} + F_3 \frac{d'}{2} + F_4 \frac{d}{2} \right).$$

В этом уравнении:

F_1 — сила трения на поверхности сопряжения втулки с расточкой в боковине станка: $F_1 = P_z \frac{\sqrt{e^2 + m^2}}{H} f$;

F_2 — сила трения на плоскости стыка сухаря и втулки;

F_3 — сила трения в соединении сухаря с эксцентриковым пальцем: $F_2 = F_3 = P_z \cdot f$;

F_4 — сила трения в опоре привало-отвального вала:

$$F_4 = P_z \frac{l_p - e}{l_p} \cdot f.$$

Окончательно:

$$P_p = \frac{2 P_z \left[e + f \left(\frac{\sqrt{e^2 + m^2}}{H} \cdot e + \frac{c}{2} + \frac{d'}{2} + \frac{l_p - e}{l_p} \cdot \frac{d}{2} \right) \right]}{l_p}.$$

Величина усилия P_z с теми же допущениями, которые были приняты выше в отношении учёта сил трения, при огределении силы P_p может быть установлена решением уравнения равновесия всех сил, действующих на поворотные подшипники нижнего вала относительно точки O их подвеса к станине станка. Это уравнение будет иметь следующий вид:

$$P_z \delta = \frac{Q}{2} \cdot K + R \cdot f \cdot \frac{D}{2}$$

(пренебрегая трением в шарнире A и трением шеек вала во вкладышах подшипника). В последнем выражении R — реакция в опоре точки подвеса O поворотного подшипника определится как

$$R = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\delta - K}{\delta},$$

следовательно,

$$P_z = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\left(K + \frac{\delta - K}{\delta} \cdot f \cdot \frac{D}{2} \right)}{\delta}.$$

Для станка с валками 250×1000 мм вес Q нижнего вала с учётом веса шестерни и составляющей веса подшипников, приложенной к точке O , может быть приближённо принят $Q = 450$ кг.

Принимая коэффициент трения во всех звеньях механизма одинаковым и равным $f = 0,2$, а также учитывая, что:

$$\begin{aligned} a &= 117 \text{ мм}; & D &= 35 \text{ мм}; & e &= 10,5 \text{ мм}; \\ l_p &= 300 \text{ мм}; & d' &= 24 \text{ мм}; & m &= 25 \text{ мм}; \\ K &= 77 \text{ мм}; & d &= 45 \text{ мм}; & H &= 100 \text{ мм}; \\ \delta &= 420 \text{ мм}; & & & C &= 48 \text{ мм}; \end{aligned}$$

получим, что усилие P_z на двух тягах 11 составит:

$$2 P_z = \frac{450 \left(77 + \frac{420 - 77}{420} \cdot 0,2 \cdot \frac{35}{2} \right)}{420} = 86 \text{ кг},$$

а усилие, которое необходимо приложить к рукоятке рычага 17 (см. рис. 60), будет:

$$P_p = \frac{86 \left[10,5 + 0,2 \left(\frac{\sqrt{10,5^2 + 25^2}}{100} \cdot 10,5 + \frac{48}{2} + \frac{24}{2} + \frac{300 - 10,5}{300} \cdot \frac{45}{2} \right) \right]}{300} \approx 6,5 \text{ кг}.$$

Усилие P настройки, т. е. усилие, которое необходимо приложить к маховичку 21 для изменения величины зазора δ между валками при настройке станка на соответствующий режим измельчения, может быть определено (с теми же допущениями в отношении сил трения, которые были приняты при определении P_p), исходя из следующего:

$$P_{настр} = \frac{r}{R} P_{осев} [\operatorname{tg}(\beta + \varphi) + f],$$

где r — средний радиус винта, равный $r = 7,5$ мм;
 R — радиус маховичка 21 $R = 37,5$ мм;
 β — угол наклона резьбы $\beta = 3^\circ$;
 φ — угол трения резьбы принимаем $\varphi = 12^\circ$;
 f — коэффициент трения опорного заплечика винта во втулке шарнирного крепления винта к рычагу 17 принимаем $f = 0,2$.

$$P_{осев} = \frac{2 \left[P'_z \cdot e \cdot \cos \alpha_2 + F_1 \cdot e \cdot \cos \alpha_2 + F_2 \left(\frac{e}{2} + e \cdot \sin \alpha_2 \right) + F_3 \frac{d}{2} + F_4 \frac{d}{2} \right]}{l}$$

В этом выражении

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 45^\circ; \\ F_2 &= F_3 = F_4 = P'_z \cdot f; \\ F_1 &= P'_z \cdot f \frac{\sqrt{e^2 \cos \alpha + m^2}}{H}; \end{aligned}$$

l — длина рычага 23 (см. рис. 60), равная 135 мм;
 P'_z — усилие на штурвальных тягах обоих подшипников с учётом технологического давления на валки.
 Усилие P'_z может быть определено из уравнения равновесия моментов всех сил относительно точки O (см. рис. 60), действующих на поворотные подшипники:

$$2P'_z \delta = Qk + T_\partial a + R'f \cdot \frac{D}{2}.$$

В этом уравнении:
 реакция $R' = \frac{Q(\delta - k) + T_\partial \delta \sin 45^\circ}{\delta}$ в опорах обоих подшипников нижнего валка:

T_∂ — технологическое давление, максимальное значение которого ориентировочно для станка с валками 250×1000 мм, может быть принято $T_\partial = 2500$ кг.

Определим значения R' , $2P'_z$, $P_{осев}$ и $P_{настр}$ для станка ЗВГ с валками 250×1000 мм:

$$\begin{aligned} R' &= \frac{450(420 - 77) + 2500 \cdot 117,7 \cdot 0,70711}{420} = 865 \text{ кг}; \\ 2P'_z &= \frac{450 \cdot 77 + 250 \cdot 117,7 + 865 \cdot 0,2 \cdot \frac{35}{2}}{420} = 784 \text{ кг}, \end{aligned}$$

т. е. каждая штурвальная тяга 11 (см. рис. 60) может испытывать усилие на растяжение порядка $\frac{784}{2} = 392$ кг при наиболее форсированном эксплуатационном режиме станка.

$$\begin{aligned} P_{осев} &= \frac{784 \cdot 10,5 \cdot 0,70711 + 784 \frac{\sqrt{10,5^2 + 25^2}}{100} + 10,5 \cdot 0,2 \cdot 0,70711 + 784}{135} \\ &= \frac{\left(\frac{48}{2} + 10,5 \cdot 0,70711 + \frac{24}{2} \right) 0,2 + 787 \cdot 0,2 \cdot \frac{45}{2}}{135} = 136 \text{ кг}. \end{aligned}$$

При форсированном эксплуатационном режиме станка:

$$P_{настр} = \frac{7,5}{37,5} 136 [\operatorname{tg}(3^\circ + 12^\circ) + 0,2] = 12,7 \text{ кг}.$$

Это превосходит усилие в 4—5 кг, допускаемое для маховичков, управляемых одной рукой, к которым относится маховичок 21 (см. рис. 60).

Последнее объясняет, почему при эксплуатации вальцевых станков ЗВГ и ЗВН маховичком 21 не пользуются, а настройку станка на режим производят при помощи штурвальных механизмов.

Усилие, которое требуется приложить на штурвале стакана 5 (см. рис. 60), может быть определено по следующему выражению:

$$P_{шт} = P_z \frac{r'}{R'} \operatorname{tg}(\beta' + \varphi) + P_z f \frac{r''}{R_1},$$

где P_z — усилие вдоль штурвальной тяги, которое для станков ЗВГ и ЗВН с валками 250×1000 мм может быть принято в пределах от $\frac{86}{2} = 43$ кг (при выверке валков на неработающем станке) до $\frac{784}{2} = 392$ кг (при выверке валков на ходу станка и наиболее форсированном режиме при давлении $T_\partial = 2500$ кг).

Для станка ЗВГ и ЗВН:

r' — радиус среднего диаметра резьбы стакана 5, $r' = 24,7$ мм;
 R' — радиус штурвала, $R' = 110$ мм;
 β' — угол наклона резьбы на стакане 5, $\beta' = 0^\circ 35'$;
 r'' — средний радиус головки штурвальной тяги, $r'' = 36$ мм;

φ — угол трения резьбы принимаем $\varphi = 12^\circ$;

f — коэффициент трения головки штурвальной тяги о гнездо в торцевой части стакана 5, принимаем $f = 0,1$.

Подставив указанные значения в формулу для $P_{шт}$, получим, что усилие, которое требуется приложить к маховику штурвального механизма, может колебаться в пределах:

$$P_{шт} = 3,77 - 30 \text{ кг},$$

т. е. для настройки станка на форсированных режимах к штурвалу следует приложить усилие до 30 кг.

Расчёт на прочность деталей механизма регулирования зазора b , а также деталей корпуса нижнего подшипника следует производить, исходя из максимального усилия P_z , действующего на штурвальную тягу 11 (см. рис. 60).

Максимальное значение P_z будет в том случае, когда в зазор между валками попадёт постороннее тело таких размеров, что пружины 12 сожмутся до соприкосновения витков.

Для станков ЗВГ и ЗВН это усилие можно определить, исходя из следующего.

Пружина с размерами $d_{провол} = 16 \text{ мм}$, $D_{наружн} = 76 \text{ мм}$, $h = 142,5 \text{ мм}$ в свободном состоянии имеет жёсткость в среднем порядка $C = 45 \text{ кг/мм}$. При сжатии до соприкосновения всех 6,5 её витков максимальная осадка пружины составит:

$$f_{\max} = 142,5 - 7 \cdot 16 = 30,5,$$

следовательно, в ней возникнет усилие:

$$P_{z \max} = 45 \cdot 30,5 = 1372,5 \text{ кг},$$

которые будут испытывать все детали подшипника, штурвального механизма и эксцентриковые пальцы привало-отвального вала. Детали механизма грубого привала-отвала и рычаги, микрометрический винт и защёлку следует рассчитывать на $2P_{z \max}$, так как возможен случай осадки доотказа обеих пружин (т. е. правого и левого подшипников одновременно).

Чугунный предохранительный палец, соединяющий хвост буксы с её корпусом, следует рассчитывать на изгиб, исходя из $P_{z \max}$, причём эту нагрузку для предохранителя надо принимать как разрушающую.

При максимальном значении давления $T_d = 2500 \text{ кг}$ (на валок с размерами $250 \times 1000 \text{ мм}$) величина $P_z = 392 \text{ кг}$. Поэтому предварительная затяжка пружин должна обеспечить натяжение 450 кг и высота затяжки должна быть:

$$\Delta f = \frac{450}{45} = 10 \text{ мм}.$$

В этом случае на осадку пружины до момента соприкосновения её витков останется $30,5 - 10 = 20,5 \text{ мм}$. Эта величина обеспечивает возможность прохода между валками прочного тела с раз-

мерами не более $\frac{20,5}{3,6} = 5,7 \text{ мм}$. При больших размерах тела произойдёт поломка предохранительного пальца.

Изложенная методика позволяет производить анализ и расчёт на прочность механизмов регулирования величины зазора между валками для станков различных моделей, так как в основу механизмов регулирования, как уже указывалось, положена одна и та же принципиальная схема.

В табл. 23 приведены данные об усилиях и изменении зазора b для четырёх различных конструкций, описываемых ниже.

Механизм для регулирования величины зазора между валками у вальцевого станка, изображённый на рис. 61, конструктивно оформлен несколько иначе, чем у станков ЗВН и ЗВГ. Как видно из рисунка, он состоит из верхней штанги 2, подвешенной к эксцентриковой цапфе 3 привало-отвального вала 4, и нижней штанги 1, поддерживающей хвост 5 поворотного подшипника медленно вращающегося валка. Штанги 1 и 2 соединены гайкой 6, имеющей в верхней части храповое колесо 7. Собачка 9 храповика, укрепленная в прорези рукоятки 8, при повороте последней поворачивает храповое колесо 7, а следовательно, и соединительную гайку 6. Так как штанги 1 и 2 имеют резьбы с разным шагом, а именно для штанги 1 $t_p = 3,16 \text{ мм}$, и для штанги 2 $t_p = 2,54 \text{ мм}$, то при повороте гайки 6 на 360° хвост 5 нижнего подшипника опустится либо поднимется на $\Delta h = 3,16 - 2,54 = 0,62 \text{ мм}$.

Регулирование рабочего зазора осуществляется вращением маховичка 10. При этом винт 11 с ленточной резьбой, втулка которого шарнирно укреплена относительно рычага 12 (грубого привала-отвала валков), ввёртывается либо вывёртывается из гайки 13 и тем самым поворачивает на весьма малый угол рычаг 14, а вместе с ним привало-отвальный вал 4. Фиксирование положения винта 11 относительно рычага 14 производится затяжкой винтом 15 при помощи маховичка 16 разрезной гайки 13.

Грубый привал либо отвал валков осуществляется поворотом рычага 12 вокруг точки O_1 . Фиксирование приваленного рабочего положения валков осуществляется защёлкой 17, поворачивающейся вокруг оси O_2 . При грубом отвале валков тяга 18 поворачивает подвижную часть 19 кулачковой муфты против часовой стрелки. Так как в теле муфты 19 имеется винтовая прорезь 20 левого направления, а в направляющей муфте 21 завинчен винт 22, то при повороте половинки муфты 19 против часовой стрелки она одновременно сдвигается справа налево в осевом направлении и расцепляется с ведущей половиной 23 муфты, вследствие чего прекращается вращение питающих валков. Для обеспечения надёжности включения и выключения муфты она находится под постоянным натяжением пружины 24.

На рис. 62 изображена иная конструкция механизма для регулирования зазора станка. Механизм для грубого привала-отвала валков и регулирования зазора выполнен аналогично рас-

Данные об усилиях и изменении зазора

Обозначение модели станка и № рис.	Изменение величины зазора между валками в мм				Величины усилий в кг, которые необходимо приложить к рукоятке органа управления зазором				Размеры и жесткость амортизационных пружин					$\frac{a}{b}$ — соотношение плеч рычагов под- шипника
	при грубом привале-отва- ле $\sigma_{гр}$	при настройке станка на ре- жим σ_n^1	при выверке параллельно- сти $\sigma_{пар}^1$	валяков $\sigma_{пар}^2$	для грубо- го привала- отвала $\sigma_{гр}^2$	для на- стройке станка на режим σ_n^2	для вы- верки на- равности валяков $\sigma_{пар}^3$	$d_{пр}$ в мм	$D_{пар}$ в мм	z число вит- ков	$C = \frac{f}{p}$ жест- кость пружи- ны в кг/мм			
ЗВН и ЗВГ Главного вала (рис. 60)	3,8	0,035	0,440	0,440	6,5	2,5—12,7	6,0—30,0	16	76	6	45	0,278		
М (рис. 61)	1,34	0,080	0,174 ³	0,174 ³	8,5	1,22—6,10	7,5—37,5	—	—	—	30	0,274		
В (рис. 62)	1,28	0,063	0,391	0,391	5,2	1,3—6,5	3,6—18,0	14	60	5	80	0,376		
С (рис. 65)	1,81	0,063	0,030	0,030	—	—	—	10	50	7	22,5	0,287		

1 Что следует понимать под σ_n и $\sigma_{пар}$ см. стр. 109—110.

2 а) При определении величин $P_{гр}$ и P_n $P_{пар}$ (для всех станков) приняты массивные валки размером 250×1000 мм.

б) При определении P_n и $P_{пар}$ (для всех станков) принята величина давления от 150 до 2500 кг на всю длину валка.

3 фактически легко ощутимая чувствительность $\sigma_{пар} = \frac{0,174}{3} = 0,058$ мм.

смотренному на рис. 61, но механизм для выверки параллельности валков и амортизационное устройство конструктивно оформ-

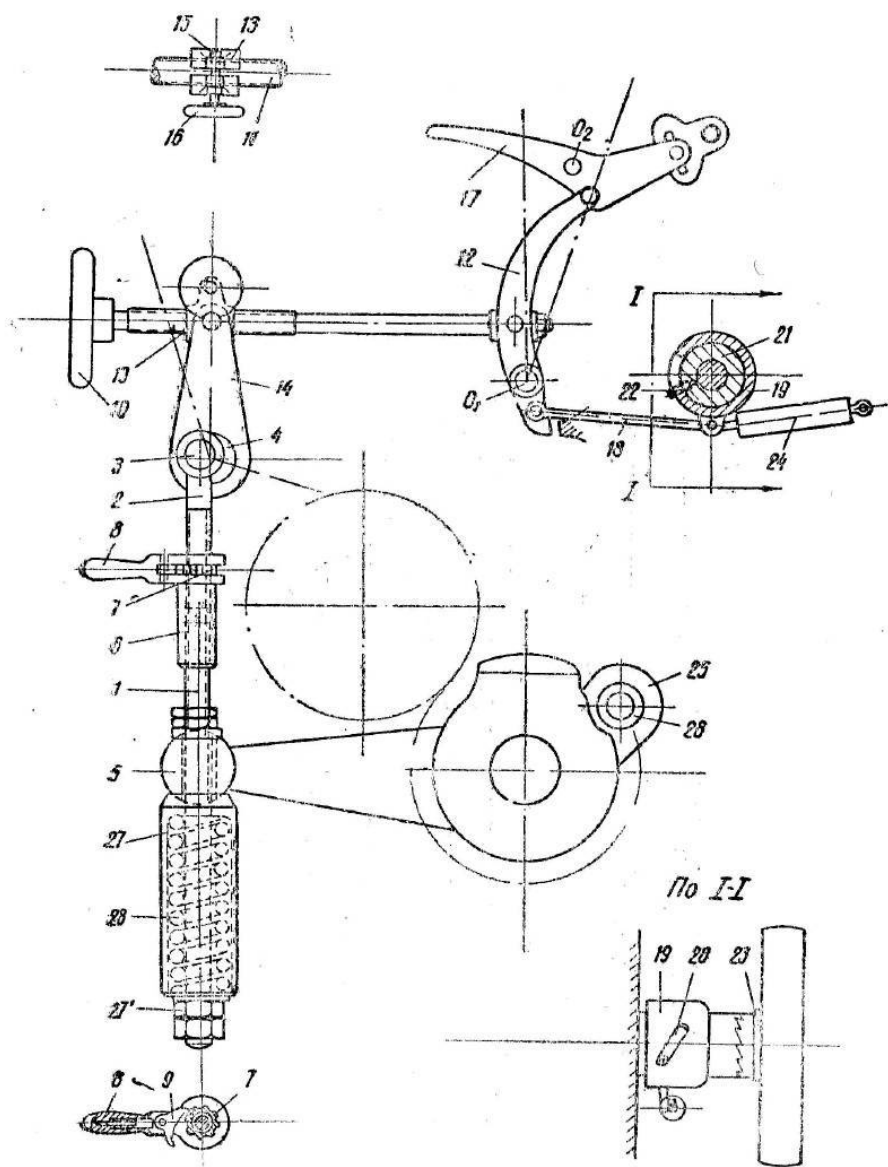


Рис. 61. Механизм для регулирования величины рабочего зазора между валками в вальцевом станке

лены иначе. На эксцентриковую цапфу 1 (см. рис. 62) привалоподвального вала 2 надето червячное колесо 3, расточка которого эксцентрична к окружности колеса. Червячное колесо 3 и сопря-

жённый с ним червяк 4 помещены в головке 5 штурвальной подвески 6. В нижней части подвески 6 имеется полость, где располо-

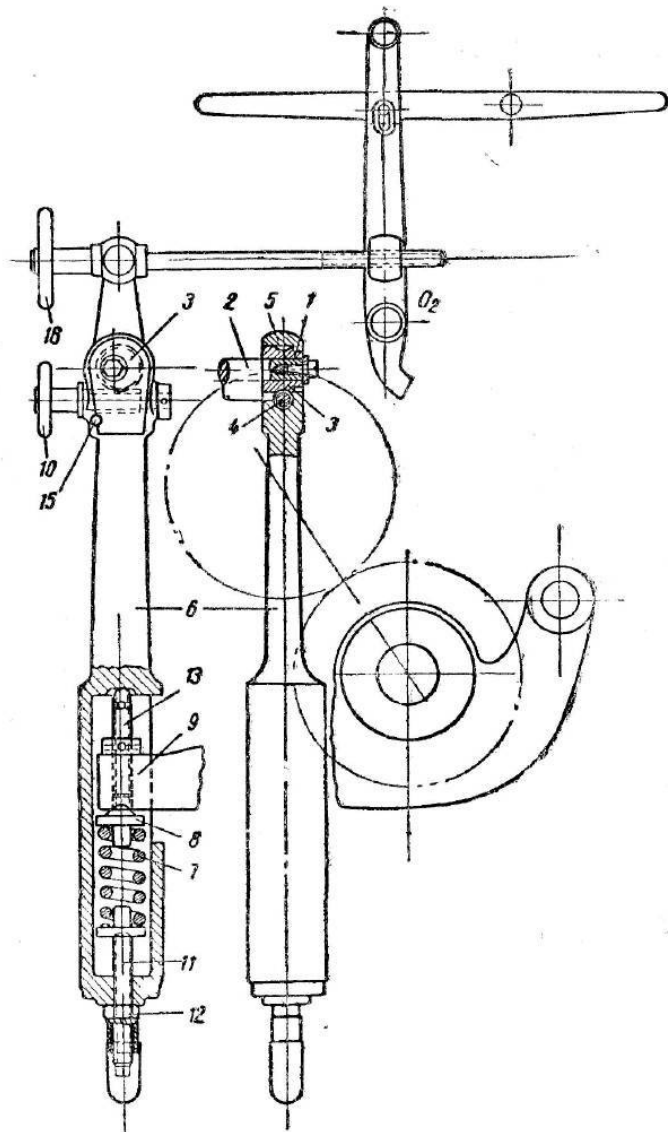


Рис. 62. Механизм для регулирования величины рабочего зазора между валками в вальцевом станке

жена амортизационная пружина 7, на которую через шайбу 8 опирается хвост 9 поворотного подшипника нижнего медленно-вращающегося вала.

Для выверки параллельности валков в вертикальной плоско-

сти служит маховичок 10. Поворачивая его, мы поворачиваем одновременно на некоторый угол червяк 4 и связанное с ним червячное колесо 3. При повороте червячного колеса 3 поднимается либо опускается относительно привало-отвального вала вся штурвальная подвеска.

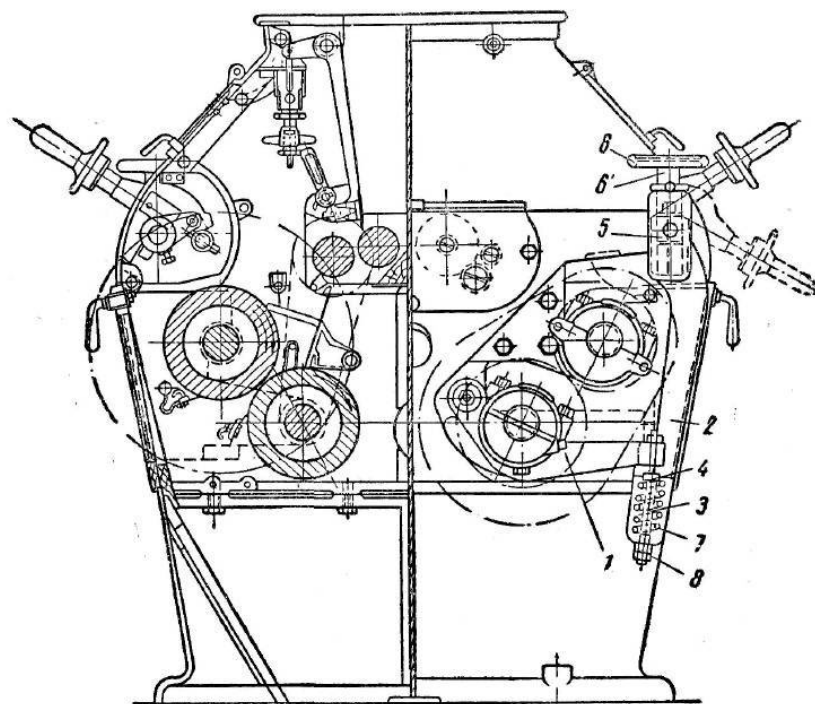


Рис. 63. Механизм для регулирования величины рабочего зазора между валками в вальцевом станке Д

Регулирование предварительного натяжения амортизационной пружины 7 производится винтом 11, имеющим контргайку 12. Данная конструкция цельнолитой штурвальной подвески позволяет применять валки диаметром от 250 до 230 мм; при валках, имеющих диаметр менее 250 мм, можно поднять хвост поворотного подшипника путём ввинчивания в него регулировочного винта 13.

Большое сходство с описанной конструкцией имеет механизм регулирования зазора у станка Д, изображённого на рис. 63. В этой конструкции хвост поворотного подшипника 1 опирается на амортизационную пружину 3, находящуюся в полости цельнолитой подвески 2. В верхнюю часть подвески на резьбе ввёрнут стакан с маховичком 6. В нижней плоскости стакана 6 имеется цилиндрическая расточка, которой он посажен на цилиндрический выступ сухаря 5, надетого на эксцентриковую цапфу привало-отвального вала. Таким образом, поворачивая маховичок 6, мы под-

нимаем либо опускаем подвеску 2 относительно привало-отвального вала. В этой конструкции хвост нижнего подшипника опирается на головку болта 4, служащего для создания предварительной затяжки пружины 7 за счёт навинчивания на болт 4 гайки 8.

Такое конструктивное оформление узла предварительной затяжки пружины весьма рационально. Оно обеспечивает стабильность предварительной затяжки пружины (её не нужно демонтировать при замене валков) и устраняет весьма вредные по своим последствиям «обратные» удары хвостов подшипников после «срабатывания» пружин при попадании между валками постороннего тела.

В этом же станке Д (изображённом на рис. 63) представляет интерес конструкция рукоятки для грубого привала-отвала валков и регулирования рабочего зазора. Этот узел изображён на рис. 64. На привало-отвальном вале 1 винтом 10 закреплён рычаг 11, к которому на шарнире укреплен серья 12, имеющая на конце шарнирно прикреплённую к ней гайку 13, охватывающую резьбу валика 4. Валик 4 проходит сквозь тело рычага 14, свободно надетого на привало-отвальный вал 1.

Для грубого привала валков необходимо надавить на рукоятку 3, переместить её сверху вниз, преодолевая натяжение пружины 9. Перемещение рукоятки 3 повлечёт за собой опускание шпонки 5 с её головкой 6 вдоль валика 4. Это вызовет поворот двуплечего рычага 7, который своей прорезью вытащит за ось 8 защёлку 2 из соответствующего углубления в станине вальцевого станка. После этого поворотом рычага 14 за рукоятку 3 по часовой стрелке можно отвалить нижний валок.

Для регулирования рабочего зазора следует вращать рукоятку 3 вокруг её вертикальной оси, что приведёт к ввинчиванию либо вывинчиванию резьбы валика 4 в гайку 13. Так как на серье 12 шарнирно укреплен гайка 13, то при её подъёме либо опускании произойдёт поворот серьи 12 и шарнирно связанного с ней рычага 11, укрепленного на привало-отвальном вале 1, т. е. произойдёт его поворот на весьма малый угол.

Для регулирования рабочего зазора следует вращать рукоятку 3 вокруг её вертикальной оси, что приведёт к ввинчиванию либо вывинчиванию резьбы валика 4 в гайку 13. Так как на серье 12 шарнирно укреплен гайка 13, то при её подъёме либо опускании произойдёт поворот серьи 12 и шарнирно связанного с ней рычага 11, укрепленного на привало-отвальном вале 1, т. е. произойдёт его поворот на весьма малый угол.

Рис. 64. Рукоятка для грубого привала-отвала валков и настройки станка на режим у вальцевого станка Д

Значительно проще конструктивно оформлена рукоятка привало-отвального вала станка, изображённого на рис. 65.

В этой конструкции на привало-отвальном вале 1 укреплен шпонка червячная шестерня 2, утопленная в теле рукоятки 3.

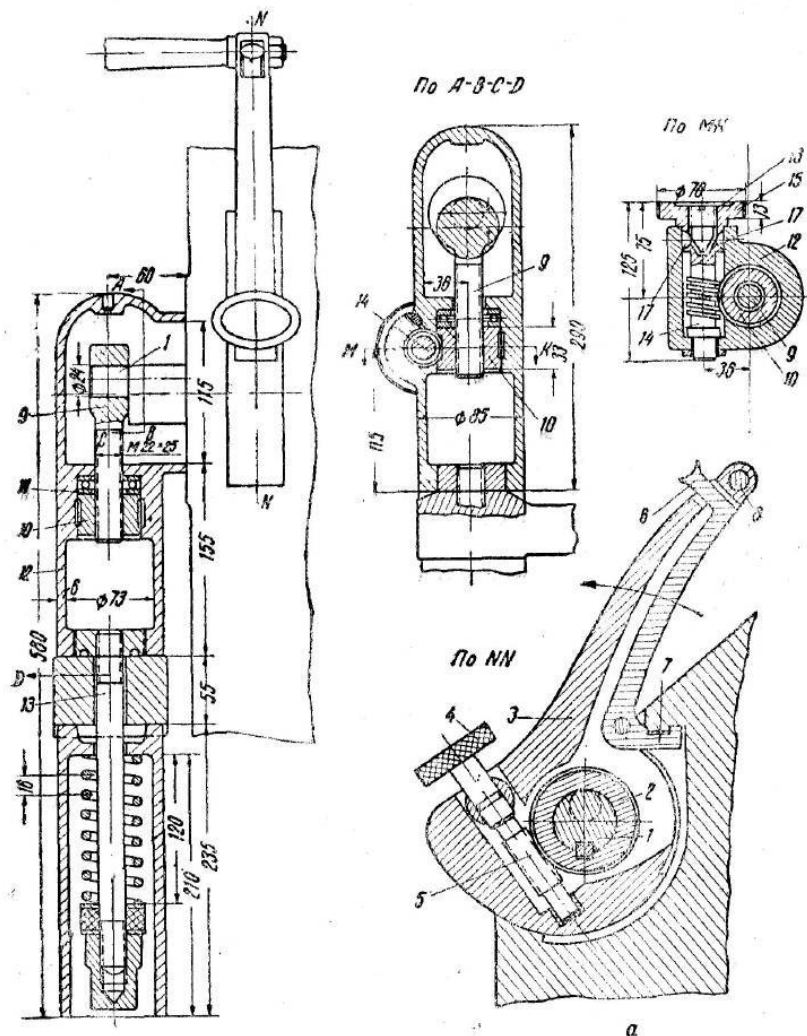


Рис. 65. Механизм для регулирования величины рабочего зазора между валками в вальцевом станке

Величина рабочего зазора регулируется вращением при помощи маховичка 4 червяка 5, помещённого в теле рукоятки 3.

Для грубого отвала валков следует нажать на головку 6 защёлки 7 и затем повернуть за ручку 8 рычаг 3 в направлении, указанном на рисунке стрелкой. Амортизационное устройство в описываемом механизме, как это видно из рис. 65, обычное. Ме-

ханизм для выверки параллельности валков весьма чувствителен ($b_{\text{пар}} = 0,03 \text{ мм}$), но выполнен довольно сложно. На эксцентриковой цапфе 1 привало-отвального вала подвешена серьга 9, ввинченная в гайку 10. На гайку 10 через упорный шарикоподшипник 11 опирается корпус 12 штурвального механизма, к которому на тяге 13 подвешено амортизационное устройство, поддерживающее хвост поворотного подшипника. Гайка 10 снаружи нарезана как червячное колесо и сцеплена с червяком 14. При поворачивании за маховичок 15 червяк 14 заворачивает гайку 10 по стержню серьги 9. В результате происходят либо подъём, либо опускание всего штурвального механизма относительно привало-отвального вала. Для того чтобы устранить возможность потери взаимопараллельности валков, червяк 14 имеет клиновый замок в виде винта 18, который коническим хвостовиком разжимает полукруглые шпонки 17.

Следует отметить, что все вышерассмотренные конструкции механизмов для регулирования зазора между валками не отвечают в полной мере тем требованиям, которые предъявляются к конструкции этого механизма.

Полагаем, что наиболее простой конструкцией является механизм, изображённый на рис. 62, однако в нём было бы рационально заменить узел амортизационного устройства конструкцией по типу, применённому в станке Д (рис. 63), а механизм для грубого привала-отвала валков и регулирование зазора заменить механизмом, изображённым на рис. 65, а.

ГЛАВА IV

КОНСТРУКЦИИ ВАЛЬЦЕВЫХ СТАНКОВ

1. Вальцевый станок Главпродмаша ЗВН и ЗВГ

Вальцевый станок модели ЗВН, общий вид которого приведён на рис. 66, является четырёхвальным полуавтоматическим станком с диагональным расположением нарезных валков (под углом $43-45^\circ$ к горизонту) размерами $250 \times 1000 \text{ мм}$.

Техническая характеристика станка приведена в табл. 24.

Станок марки ЗВГ имеет гладкие валки и отличается от станка марки ЗВН лишь конструкцией некоторых узлов. Станина станков ЗВН и ЗВГ, как это видно из рис. 67 а, б, в, г, состоит из чугунной отливки 1 в форме коробки, носящей название цоколя, в котором смонтированы два деревянных бункера 2, предназначенных для сбора продукта к центру основания станка и направления его в самотёк. На цоколе смонтированы на болтах две чугунные боковины 3 и 4, соединённые в средней части соединительными угольниками 5, укреплёнными к боковинам болтами. Прорез между цоколем и соединительным угольником, предназначенный для наблюдения за работой валков, перекрыт дверкой 6, открываю-

щейся сверху вниз поворотом за рукоятку 7 вокруг точки O_1 . Сверху соединительных угольников 5 установлены козырьки 8, также имеющие дверки 9, открывающиеся снизу вверх вокруг точки O_2 . Верхние дверки остеклены небьющимся стеклом для наблюдения через него за работой механизма питания не открывая дверок. При открывании дверки 9 удерживаются в поднятом положении рычагом 10, укреплённом на шарнире к боковине

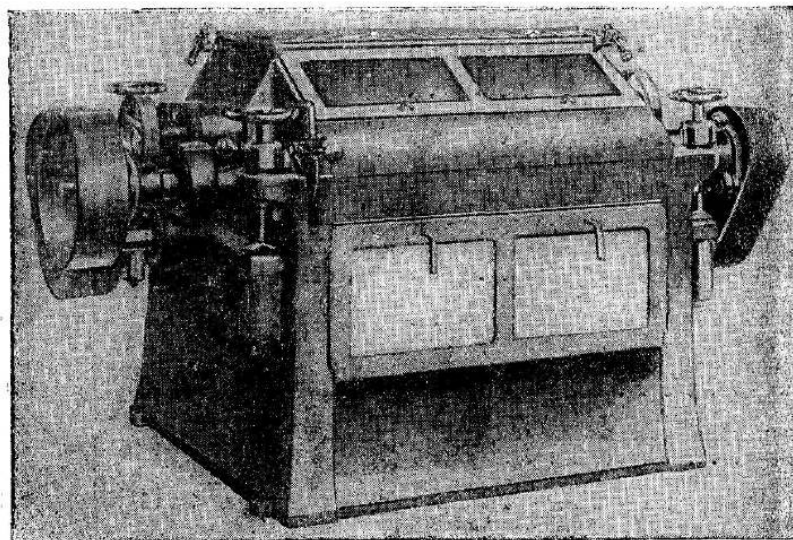


Рис. 66. Общий вид вальцевых станков Главпродмаша ЗВН и ЗВГ

станка. Сверху станина станка перекрыта деревянным щитом 11, имеющим отверстия 12 для приёма продукта из бункера, монтируемого над станком при установке его на мельнице.

Вся внутренняя поверхность станины станка обшита теплоизоляционной обшивкой из досок толщиной 20 мм , собранных в шпунт, либо из фанерных щитов. По середине станины, вдоль всей длины станка, укреплен двойной лоток — дно 13 питающего механизма, в центре которого установлена деревянная перегородка 14, разделяющая станок на две самостоятельные половины. Как видно из рис. 68, перегородка 14 имеет с обоих концов каналы сечением в верхней части $25 \times 202 \text{ мм}$ и в нижней — $25 \times 272 \text{ мм}$, служащие для вентиляции станка при верхней аспирации.

К кромке лотка 13 (см. рис. 67) подвешены козырьки 15, препятствующие выбрасыванию измельчённого продукта к центру станка поверх медленно вращающегося валька. Быстровращающиеся валки ограждены щитками 16, устранившими влияние потоков воздуха, образующихся при вращении быстровращающихся валков. В непосредственной близости от нижних дверок 6 подвешены на шарнирах щитки 17, предупреждающие выбрасывание измельчённого продукта за пределы станка при открытых нижних

Таблица 24

Техническая характеристика

Наименование	Единица измерения	Величина	
		ЗВН	ЗВГ
Габариты:			
длина	мм	2376	2376
ширина	"	1630	1630
высота	"	1337	1337
Вес-нетто	кг	3142	3142
Диаметр приводного шкива	мм	500	500
Ширина приводного шкива	"	160	160
Число оборотов приводного шкива	об/мин.	460	460
Окружная скорость быстрого вала	м/сек	6,0	6,0
Окружная скорость медленного вала	"	2,4	4,0
Дифференциал		2,5:1	1,5:1
Диаметр мелющих валков	мм	250	250
Длина мелющих валков	"	1000	1000
Род валков	—	Нарезные	Гладкие
Число мелющих валков		4	4
Энергия, потребляемая станком	л. с.	12—25	8—15

дверках 6. Несколько выше щитков 17 расположен привало-отвальный вал 18 с механизмом для регулирования зазора между валками. На концевых эксцентриковых цапфах вала 18 подвешены штурвальные механизмы, поддерживающие хвосты поворотных подшипников медленно вращающегося вала.

Устройство штурвального механизма, а также механизма для регулирования рабочего зазора между валками для станка ЗВГ подробно разобраны выше. В станке ЗВН эти узлы отличаются от станка ЗВГ лишь способом фиксирования приваленного положения медленно вращающегося вала. На рис. 67 б привало-отвальный рычаг 19 удерживается в положении «привала» шарнирно укрепленной к нему тягой 20. В месте излома тяга 20 имеет прорез, в которую входит валик 21, укрепленный в боковине станка. При наличии продукта в бункере питающего механизма станка

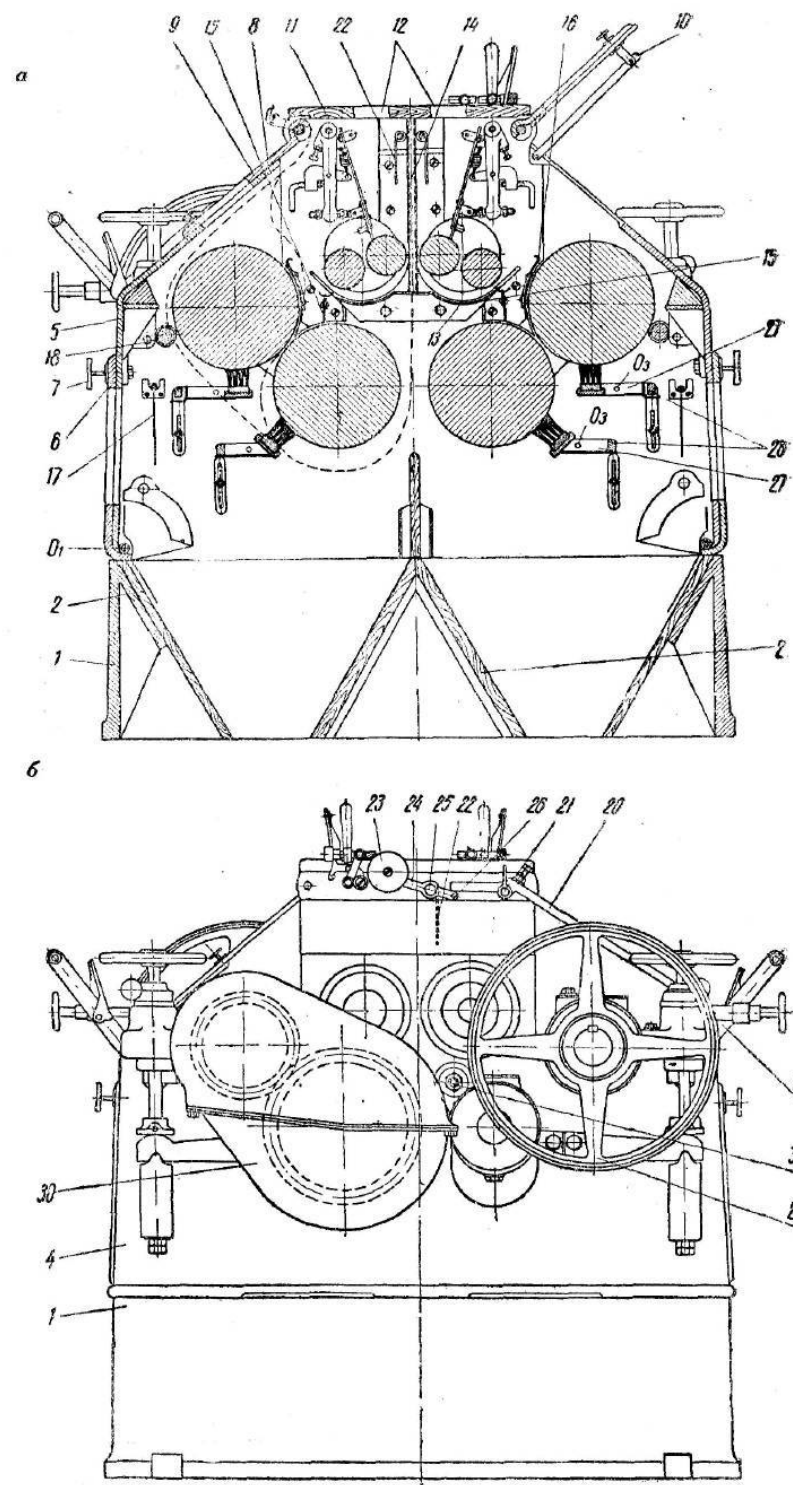


Рис. 67. Вальцевые станки ЗВН и ЗВГ

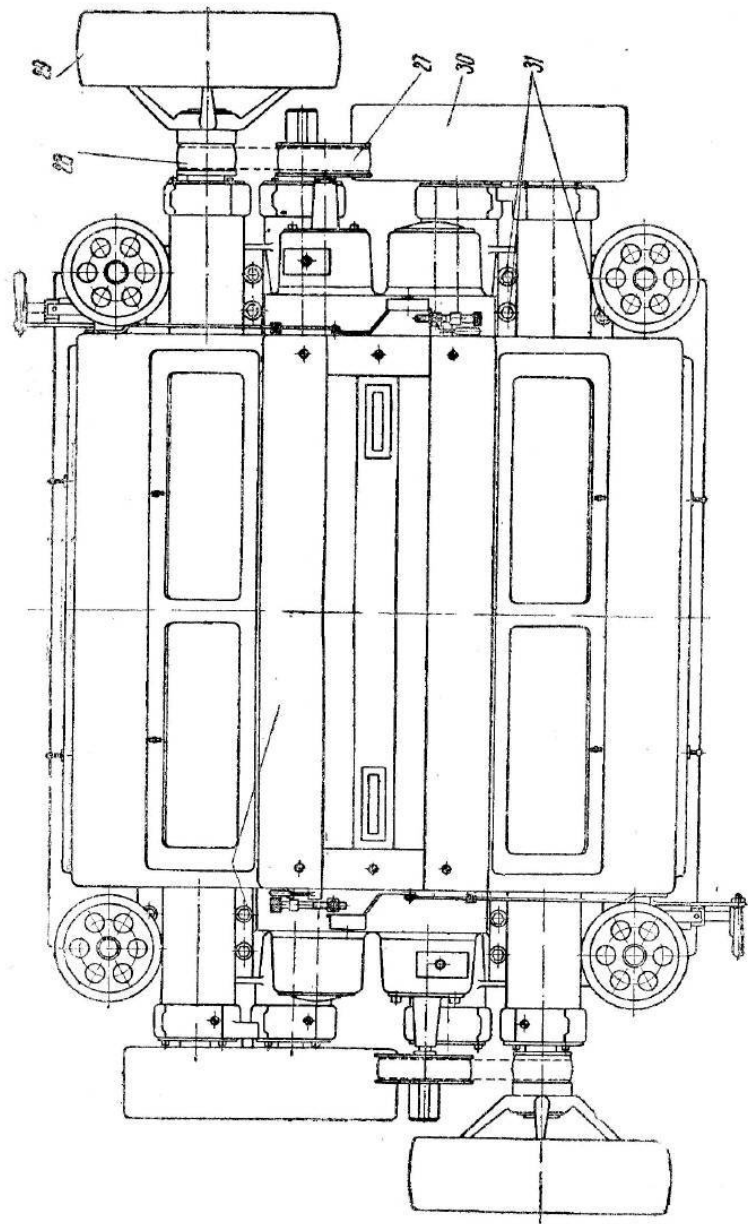


Рис. 67 в. Вальцевые станки ЗВН и ЗВГ

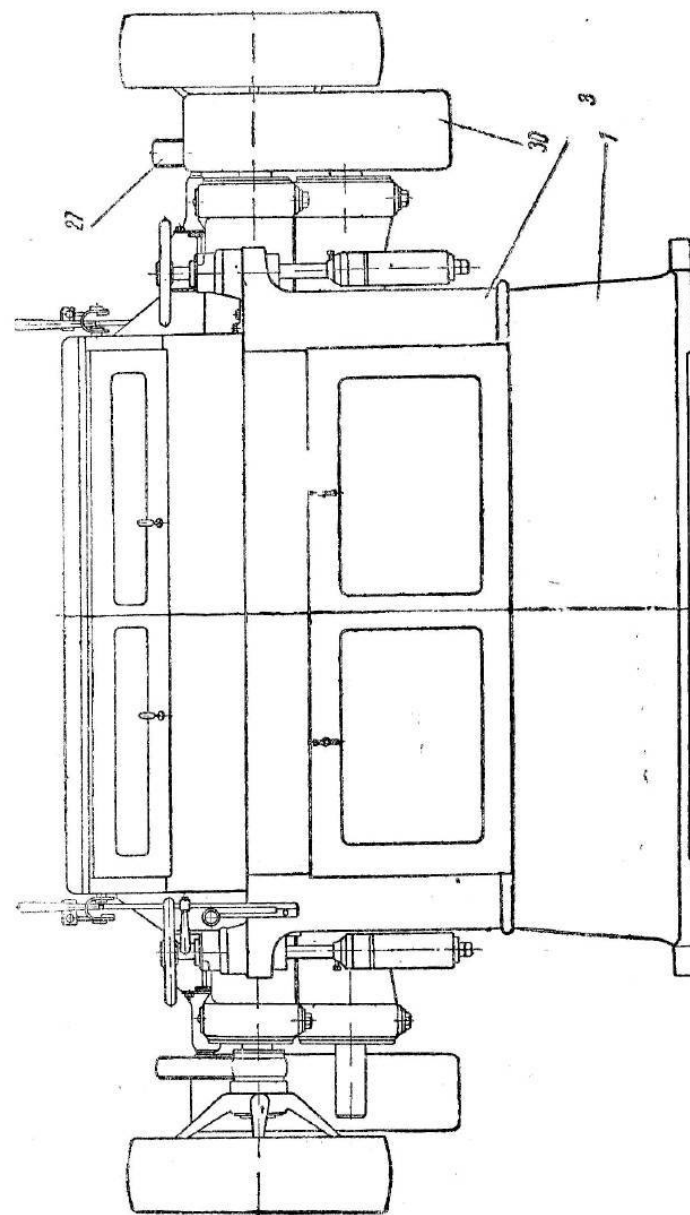


Рис. 67 г. Вальцевые станки ЗВН и ЗВГ (вид спереди)

продукт своим весом давит на клапан 22 и уравнивает груз 23, укрепленный на рычаге 24, смонтированном на оси 25 клапана 22. При отсутствии продукта рычаг 24 с грузом 23, не удерживаемый давлением продукта на клапан 22, поворачиваясь своим концом 26, давит на левый конец тяги 20 и снимает её с валика 21. Это приводит к автоматическому отвалу медленно вращающегося вала (т. е. удалению его от быстро вращающегося вала). Одно-

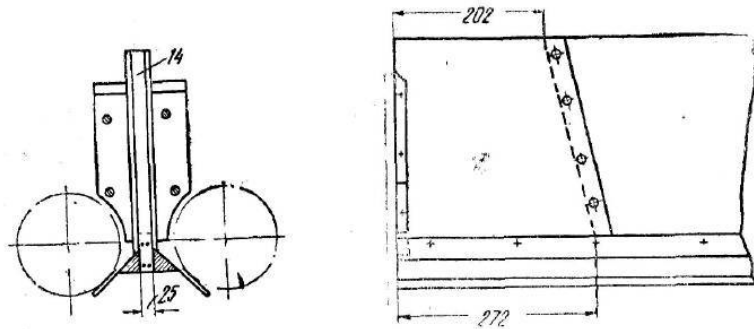


Рис. 68. Перегородка, разделяющая бункер питающих механизмов станков ЗВН и ЗВГ

временно прекращается вращение питающих валиков, так как последние заблокированы с узлом привала-отвала валков.

На рис. 69 а и б приведены чертеж узла привода питающих валиков для станка ЗВН и механизм блокировки. Приводной шкив 27 (диаметром 200 мм) питающего механизма (см. также рис. 67) приводится во вращение плоским ремнём со ступицы (диаметром 100 мм) приводного шкива 28 вальцевого станка. На рис. 69 видно, что нижний распределительный питающий валик вращается от шкива 27 через втулку 1, связанную шпонкой 2 с половиной кулачковой муфты 3; далее движение передаётся ведомой половине 4, сидящей на скользящей шпонке 5, соединённой с валиком 6, а затем через пару шестерён 7 и 8 с числом зубьев $z_1=12$ и $z_2=18$ нижнему питающему валу 10.

При отвале медленно вращающегося вала выступ 11, имеющийся на втулке 12 рычага 13 привала-отвального вала, поворачивает за палец 14 выключатель 15 в положение II. При этом серьга 16 поворачивается слева направо и перемещает в этом же направлении тягу 17. Вследствие такого перемещения тяги 17 лапка 18 также поворачивается в положение II, что приводит к повороту валика 19 по часовой стрелке.

На верхнем конце валика 19, как это видно из рис. 69, укреплен вилка 20, охватывающая ведомую, подвижную, часть кулачковой муфты 4. Вилка 20 при повороте валика 19 по часовой стрелке поворачивается справа налево и выводит из зацепления с ведущей половиной 3 кулачковой муфты ведомую, подвижную, половину 4, перемещая её справа налево. Это приводит к прекращению вращения валика 5, а следовательно, и питающих валиков.

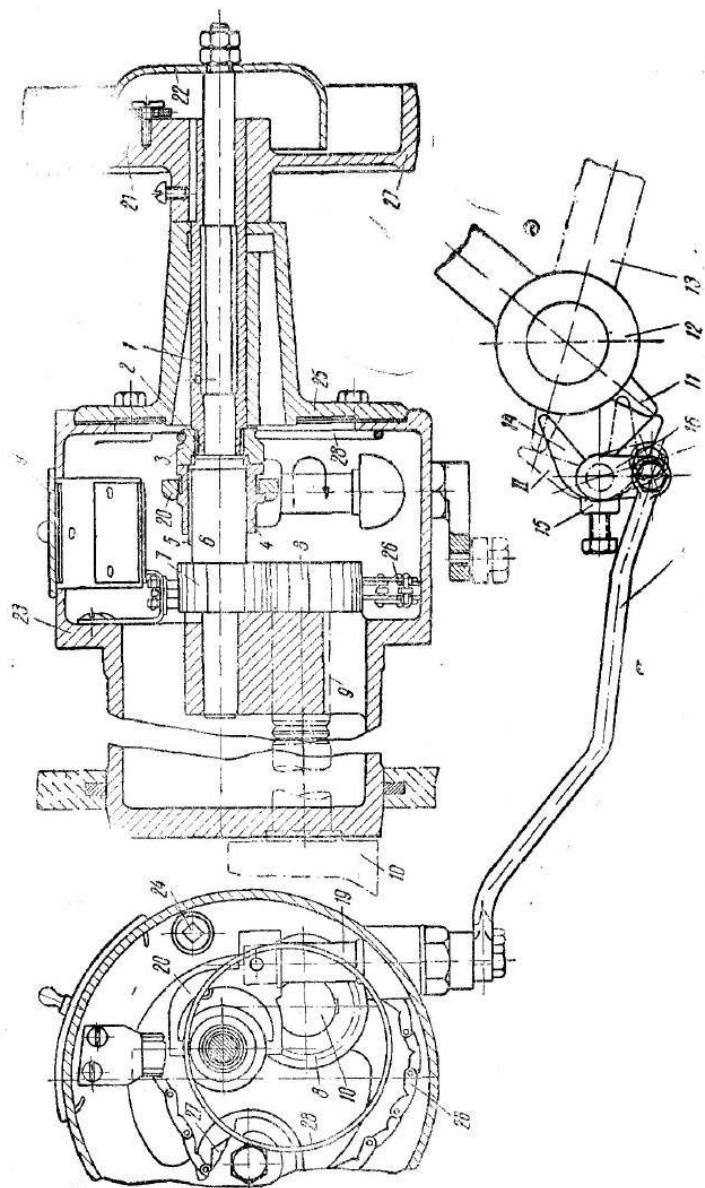


Рис. 69а. Механизм привода питающих валиков и узел «блокировки» механизма питания с механизмом привала-отвала валков станка ЗВН

Так как при указанной операции шкив 27 продолжает вращаться, а валик 5 неподвижен, то ударник 21, укрепленный на шкиве 27, ударяет по корпусу 22 звонка, смонтированному на валике 5.

Таким образом, при прекращении подачи продукта на станок медленно вращающийся валок автоматически отваливается, питающие валики останавливаются и раздаётся звонок. В практике эксплуатации мельниц описанные механизмы автоматического от-

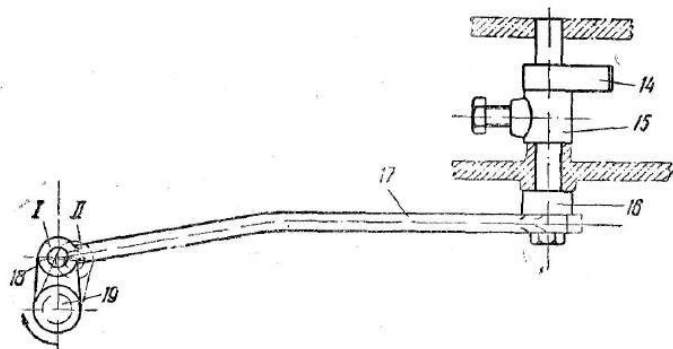


Рис. 696. Механизм привода питающих валиков и узел «блокировки» механизма питания с механизмом привала валков станка ЗВН

вала валков, блокировки и звонковой сигнализации обычно не действуют, главным образом вследствие конструктивных недочётов.

Механизм привода питающих валиков в станке ЗВГ отличается от рассмотренного тем, что в нём отсутствует узел звонковой сигнализации. Как видно из рис. 69, чугунный литой корпус 23 редуктора привода питающих валиков вставлен в отверстие, имеющееся в боковине станины станка, и укреплен болтами 24 с квадратными головками под торцовый ключ. С правой стороны корпус редуктора имеет крышку 25, которая одновременно является подшипником втулки 1 и валика 5. Левые подшипники и шестерни редуктора смазываются маслом, подаваемым со дна корпуса редуктора цепочкой 26, которая приводится в движение звёздочкой 27, укрепленной на цапфе верхнего питающего валика. К правому подшипнику смазка подаётся смазочным кольцом 28, свободно висящим на ступице ведущей половины 3 кулачковой муфты. Сверху в корпусе редуктора имеется прямоугольное отверстие для осмотра и заливки масла, закрываемое крышкой 29.

Редуктор, показанный на рис. 70, расположенный с правой стороны станка, передаёт вращение от нижнего питающего валика верхнему. Из рисунка видно, что в торец цапфы нижнего питающего валика на хвостовике с резьбой закреплена ведущая шестерня 1 с числом зубьев $z_1 = 8$, которая находится в зацеплении с промежуточной шестерней 2 ($z_2 = 24$), свободно посаженной на ось 3 и скрепленной с шестерней 4, имеющей $z_3 = 15$. Шестерня 4 передаёт вращение шестерне 5 с числом зубьев $z_4 = 18$, укре-

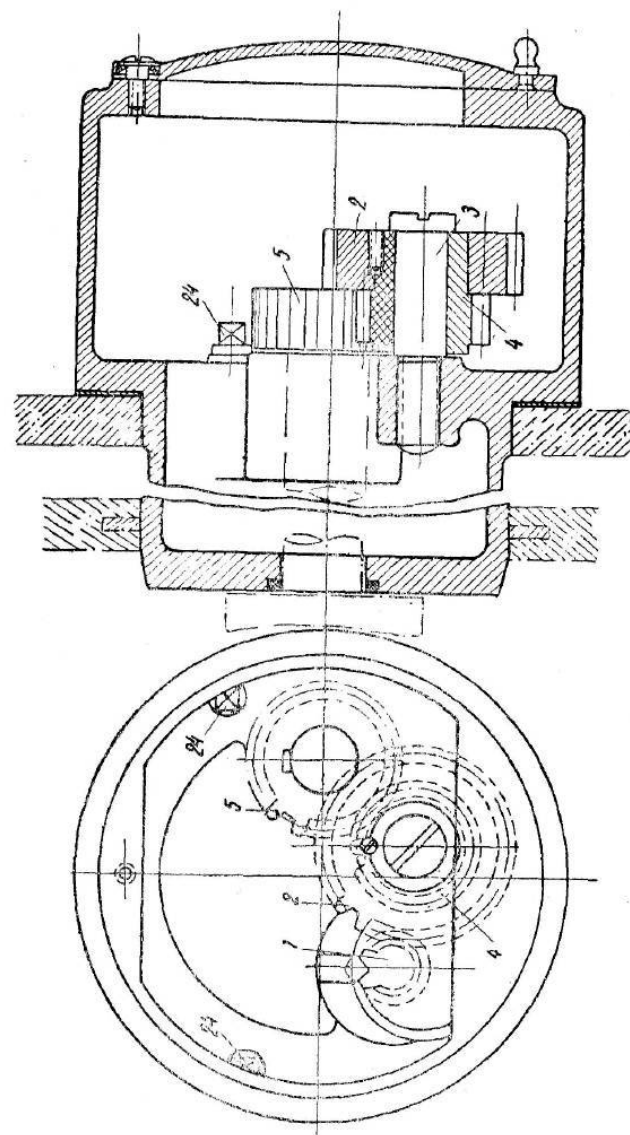


Рис. 70. Правый редуктор механизма привода питающих валиков станков ЗВН и ЗВГ

плённой при помощи шпонки на цапфе верхнего питающего валика.

Конструкция корпуса правого редуктора и его крепление к станине, изображённые на рис. 70, такие же, как и для левого редуктора. Профили поверхностей питающих валков для станков ЗВН и ЗВГ показаны на рис. 29.

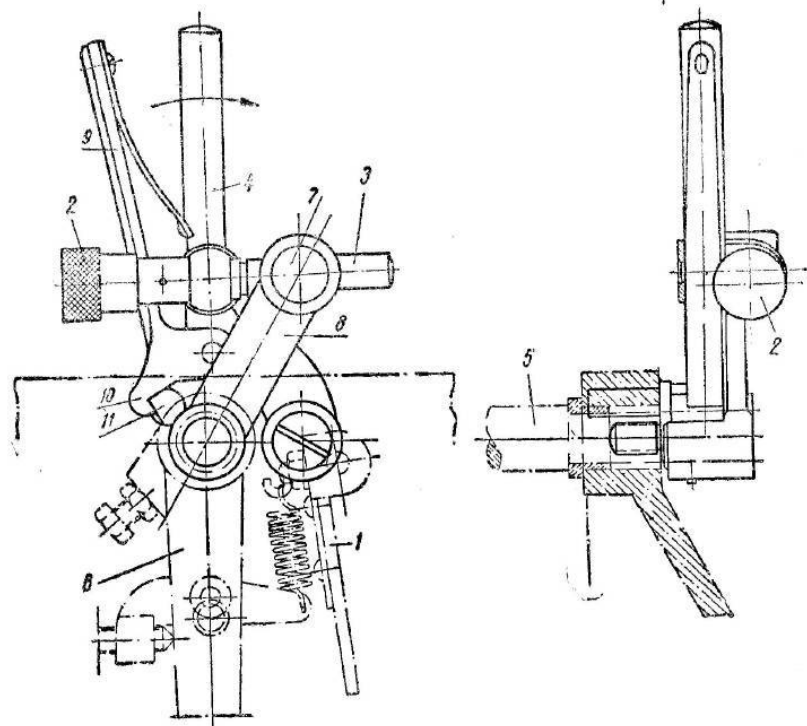


Рис. 71. Механизм для ручного управления заслонкой в станках ЗВН и ЗВГ

Механизм заслонки питающих валков станков ЗВН и ЗВГ изображён на рис. 32 и там же подробно разобран. Здесь лишь следует остановиться на устройстве механизма для ручного управления заслонкой, изображённого на рис. 71. Регулирование зазора питания (т. е. расстояния между нижним краем заслонки и образующей питающего валика) осуществляется, как это указано ранее, поворотом валика 5, на котором закреплены два вильчатых рычага 6, шарнирно связанных с заслонкой клапаном 1. Поворот валика 5 производится вращением маховичка 2, при котором винт 3, шарнирно укрепленный на рычаге 4, ввинчивается (либо вывинчивается) в гайку 7, закреплённую на шарнирах в прорези рычага 8, жёстко связанного с валиком 5. Изменение зазора питания за один оборот винта 3 составляет $\Delta h = 3 \text{ мм}$, т. е. весьма грубое.

Для мгновенного открытия заслонки 1 необходимо, взявшись за рычаг 4, нажать на ручку 9, снять защёлку 10 с зуба 11. После этого, повернув рычаг 4 слева направо, резко открыть заслонку.

Приводной и передаточный механизмы, соединяющие быстро-вращающийся валок с медленно-вращающимся, а также подшипники рабочих валков станков ЗВН и ЗВГ были рассмотрены в главе II. Конструкция рабочего вала приведена на рис. 17. Здесь

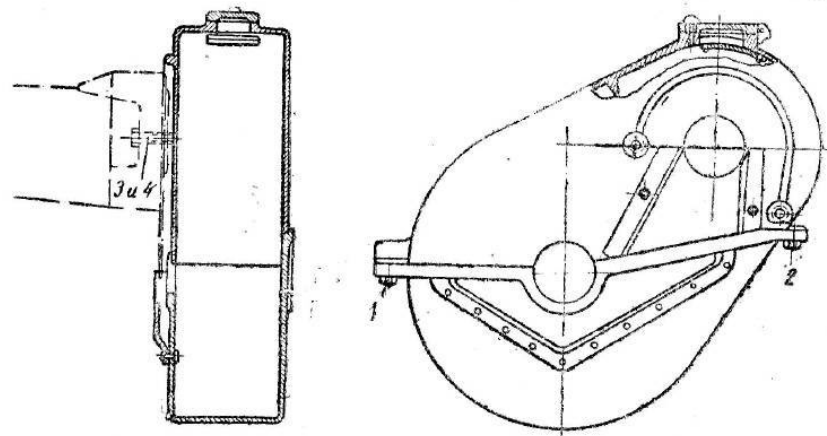


Рис. 72. Кожух-ограждение зубчатой передачи валцевых станков ЗВН и ЗВГ

необходимо лишь рассмотреть механизм для очистки валков, изображённый на рис. 67, который оформлен весьма несложно. На чугунных литых рамках 27 укреплены колодки щёток из травы, называемой кавказской драценой, для очистки нарезных валков или стальные закалённые пластины для очистки гладких валков. Рамки 27 шарнирно подвешены в точках O_3 на цапфах, прикреплённых к обшивке боковин станины станка, а грузы 28, имеющиеся на краях рамок, прижимают рабочие поверхности щёток либо стальных пластин к поверхности валков.

Аспирация станка может быть как верхняя, так и нижняя, отверстие для входа воздуха в станок расположено вдоль длины станка между деревянной крышкой 11 и верхним краем дверки 9. Движение потоков воздуха показано для верхней аспирации на рис. 36, а для нижней — на рис. 35.

В заключение следует ещё вкратце ознакомиться с порядком разборки станка для ремонтов в условиях мельниц. Наиболее часто повторяющейся операцией при ремонте является замена валков для их нарезки либо шлифовки. Разборку станка начинают со съёма приводного шкива 29 (см. рис. 67) с шейки быстро-вращающегося вала. После этого приступают к демонтажу косозубчатой передачи 30, соединяющей быстро- и медленно-вращающиеся валки станка. Прежде чем снимать шестерни с шеек валков, необходимо демонтировать кожух-ограждение передачи, показанный на рис. 72.

Для демонтажа кожуха необходимо ослабить болты 1 и 2, а затем снять вниз нижнюю половину кожуха, заполненную маслом для смазки шестерён передачи. После этого можно снять верхнюю половину кожуха, вывернув предварительно винты 3 и 4, присоединяющие кожух к лапам-приливам, имеющимся на корпусе правого подшипника быстровращающегося вала.

После демонтажа приводных механизмов приступают к частичной разборке штурвальных механизмов (см. рис. 60). С штурвальных тяг 11 отвинчивают гайки 16, снимают шайбу 15, пружину 12 и гильзу 13. Затем, отвернув стопорный болт упорной шайбы 14, вынимают вверх штурвальные тяги 11. Для удобства выемки валков целесообразно (освободив винт 8 зажимной гайки 7) вывернуть стакан 5 из втулки 4.

После этого снимают козырёк 8 (см. рис. 67) и, вывернув винты 31, крепящие лапы подшипников быстровращающегося вала, приступают к подъёму его при помощи какого-либо грузо-подъёмного механизма (специального крана на тележке, блоков или тали, подвешенной к перекрытию). Вынув верхние валки, снимают щитки 32, перекрывающие проёмы, имеющиеся в станине, по линии наклона валков к горизонту, раскрепляют стопорные болты смазочных колец (см. рис. 51), отвинчивают гайки 33 (см. рис. 67) опорных цапф нижних поворотных подшипников и, «вывесив» валки за их шейки, снимают с них подшипники. При помощи какого-либо грузо-подъёмного приспособления вынимают через указанные выше проёмы в станине вверх нижний медленно-вращающийся валок. Сборку станка при установке в него новых валков взамен изъятых производят в обратной последовательности.

При выемке и установке валков особое внимание следует обращать на предотвращение возможности порчи шеек валков, на установку подшипников без перекосов, надёжность затяжки всех болтовых креплений, соблюдение чистоты и наличие смазки в гнездах трения. Надо следить также за тем, чтобы у валков не было перекоса в горизонтальной плоскости (так называемых «ножниц»). Этот перекос легко устранить поворотом эксцентриковых втулок 6 (см. рис. 51) в ухе-приливе 2 поворотных подшипников, доступ к которым весьма затруднён в полностью собранном станке.

2. Вальцевый станок В

Вальцевый станок В, общий вид которого изображён на рис. 73 и 74 а и б, является полуавтоматическим вальцевым станком с диагональным расположением валков (под углом в 53° к горизонту) и двумя самостоятельными половинами, разделёнными деревянной перегородкой 13.

Как видно из рис. 74, станина 1 выполнена в виде чугунной отливки, которая сверху имеет чугунную крышку 2 обтекаемой формы. В центре крышки 2 расположено отверстие диаметром 350 мм, разделённое перегородкой 3. В отверстие вставлен стеклянный цилиндр 4, соединяющий станок с бункером для продукта,

монтируемый над станком. В боковых стенках станины имеются проёмы для выемки валков, закрытые вставками 5, прикреплёнными к станине болтами и зажимами 6. Нижние чугунные дверки 7, перекрывающие проёмы в нижней части станины, открываются сверху вниз и удерживаются в таком положении приспособлением из двух шарнирно связанных рычагов 8. Верхние дверки 9 деревянные, открываются снизу вверх и имеют секторные пластины 10 для удержания дверок в открытом положении.

В крышке станка 2 со стороны каждой пары валков имеются отверстия 11, по которым воздух поступает внутрь станка для его аспирации. Кроме того, воздух поступает через щели 12, имеющиеся между нижним краем верхних дверок 9 и станины станка. Как видно из рис. 74, станок может аспирироваться лишь снизу.

С внутренней стороны станина, как и во всех конструкциях вальцевых станков, имеет деревянную теплоизоляционную обшивку. Дно бункера питающего механизма выполнено довольно примитивно в виде плоского деревянного щита 14, к краям которого прикреплены щитки 15, устраняющие возможность перебрасывания неизмельчённого продукта к центру станка поверх медленно-вращающегося вала. В непосредственной близости от валков на шарнирах подвешены щитки 16, направляющие движение продукта.

Валки станка размером 250×1000 мм пустотелые, со сплошными стальными осями. Нарезные валки очищаются щётками 17, прижимаемыми к поверхности валков цилиндрическими пружинами сжатия, помещёнными во втулках 18 держателей щёток. По мере износа щёток следует, освободив болты 19, поднять держатели щёток вверх по прорезям пластин 20, прикреплённых к боковинам станины станка. Гладкие валки очищаются плоскими стальными пластинами, закреплёнными на рамках 21, имеющих на концах грузы 22, на рычагах которых расположены цапфы, входящие в прорези пластин 23, прикреплённых к обшивке станины.

Подшипники рабочих валков, механизм регулирования рабочего зазора между валками этого станка были подробно рассмотрены в главе II.

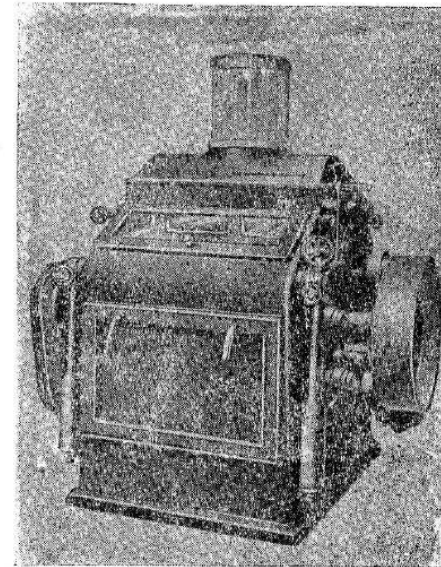


Рис. 73. Общий вид вальцевого станка В

Привод быстровращающегося вала осуществляется ременной передачей, для чего служит шкив 24, обод которого соединён со ступицей сплошным диском. Ступица шкива 24 проточена, и от неё плоским ремнём приводится во вращение шкив питающего

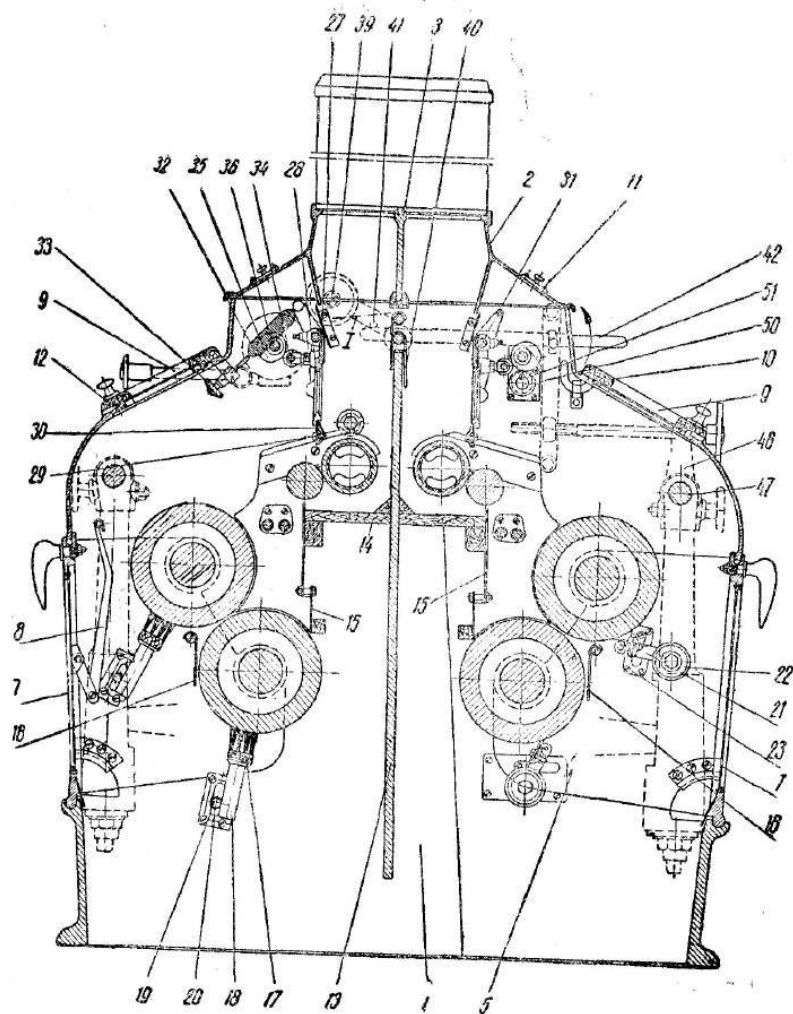


Рис. 74а. Вальцевый станок В (поперечный разрез)

механизма (имеются также станки, в которых привод питающих валков осуществляется со шкива, располагаемого на шейке медленно вращающегося вала). Передача, соединяющая медленно и быстровращающиеся валки, состоит из цилиндрических зубчатых колёс с прямым зубом модулем $M=6,5$. Зубчатая передача находится в чугунном литом кожухе 25, состоящем из двух половин с

разъёмом в вертикальной плоскости. Кожух 25 прикреплен к станине на трёх консольных болтах 26.

Питающий механизм станка (см. рис. 74) выполнен по обычной схеме двухвального питания со свободной подачей про-

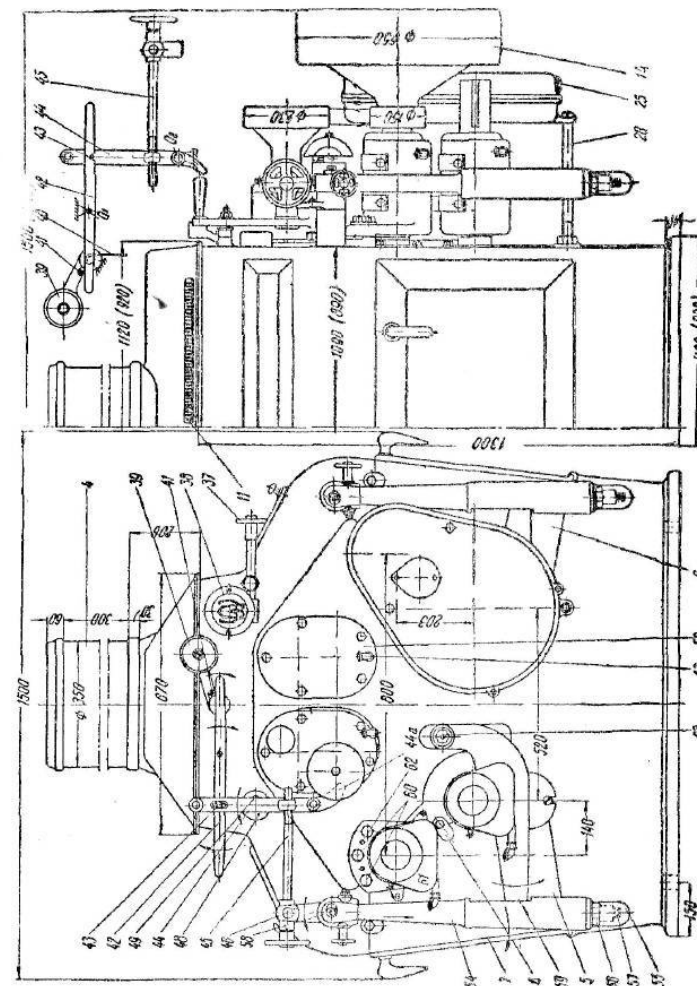


Рис. 74б. Общий вид вальцевого станка В

дукта в зону измельчения, но расположен достаточно высоко по отношению к рабочим валкам, что удобно для обслуживания. Питающие валки, общий вид которых изображён на рис. 75, имеют разные диаметры; верхний дозировочный — $d_d = 112$ мм, нижний распределительный — $d_p = 72$ мм. Питающие валки при числе оборотов $n_d = 38,75$ об/мин. и $n_p = 77,5$ об/мин. имеют окружные скорости $v_d = 0,227$ м/сек и $v_p = 0,294$ м/сек.

Форма поверхностей питающих валков различная; верхний

питающий валик имеет ромбовидные выступы, а нижний — нарезной с рифлями вдоль образующей валика. При переработке продукта с большим углом естественного откоса, образующего своды, конструкция питающего механизма станка допускает установку над верхним питающим валиком шнека-ворошителя, изображённого на рис. 74. Заслонка-клапан питающих валиков изготовлена в виде литой чугунной рамки 27, в которую вставлены деревянные филёнки 28. С нижней стороны к заслонке прикреплены на винтах 29 пластины 30, обеспечивающие возможность регулирования параллельности края заслонки по отношению к образующей питающего валика. Заслонка подвешена к станине станка на сплошной оси 31 и поворачивается в направлении к питающему валу пружины 32, предварительное натяжение которой регулируется маховичком 33.

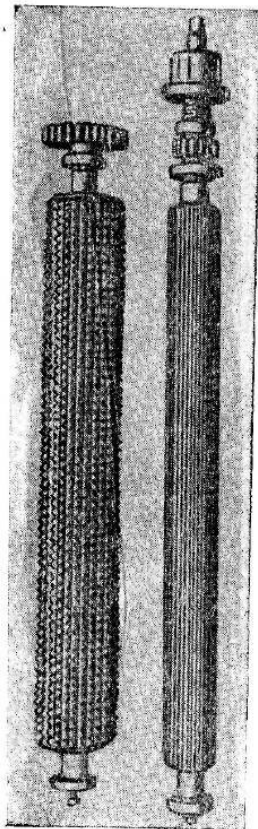


Рис. 75. Питающие валики вальцевого станка В

Величина зазора питания, максимально допустимого для данной системы, ограничивается упором двух роликов 34 в эксцентрики 35, смонтированные на оси 36. Величина зазора питания регулируется поворотом маховичка 37, валик которого на конце имеет червяк, сцепленный с червячным сектором, укрепленным на оси 36 эксцентриков. Указанная червячная пара с передаточным числом $i = 1 : 22$ заключена в кожух 38, имеющий в верхней части прямоугольное отверстие по образующей цилиндра, перекрытое целлулоидной пластиной, через которую можно прочесть деления шкалы, нанесённой на верхней части образующей червячного колеса. Таким образом, конструкция органа управления механизмом регулирования зазора питания допускает регистрацию величины зазора питания. При уменьшении количества продукта в бункере станка давление на заслонку уменьшается и пружина 32 несколько прикрывает заслонку, т. е. уменьшает зазор питания.

На рис. 76 изображена схема привода питающих валиков. В этом станке привод осуществлён со ступицы шкива быстровращающегося вала с числом оборотов $n = 450$ об/мин. Как

сцепляются с кулачками муфты Г, закреплённой на оси нижнего питающего валика специальной скользящей шпонкой. При прекращении подачи продукта на станок уровень продукта в бункере постепенно понижается и когда он достигнет положения, близкого к I, указанного условным пунктиром на левой проекции рис. 74, груз 39, не уравновешиваемый более давлением продукта

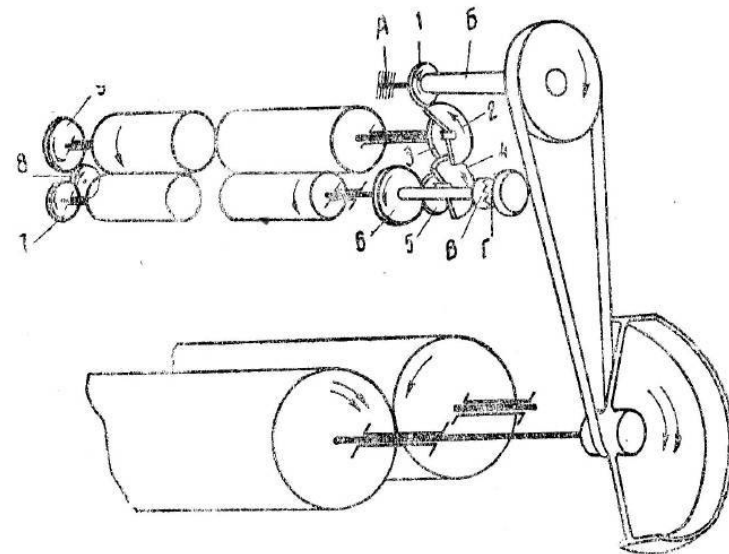


Рис. 76. Схема привода питающих валиков станка В при получении движения с шейки быстровращающегося вала

на клапан 40, опустится и выступом 41 повернёт по стрелке вокруг точки O_1 фиксирующий рычаг 42 привало-отвального механизма (как это указано стрелкой на средней проекции рис. 74). При таком повороте рычаг 42 выйдет из зацепления с пальцем 43, укрепленным на рукоятке 44 (привала и отвала), и она, повернувшись по стрелке вокруг точки O_2 , переместит справа налево винт 45 (параллельного сближения валков). При этом повернётся связанный с винтом 45 рычаг 46, укрепленный на привало-отвальном вале 47, т. е. произойдёт автоматический отвал нижнего вала.

Одновременно, при повороте вокруг точки O_2 рукоятки 44, её нижний конец своим выступом 44а переместит слева направо ведомую часть Г кулачковой муфты (см. рис. 76), т. е. выведет её из зацепления с кулачками ведущей половины В муфты, что приведёт к остановке вращения питающих валиков. Для обеспечения надёжности поворота рукоятки 44, после того как фиксирующий рычаг 42 перестанет её удерживать, к боковине станины станка под рукояткой 44 прикреплен выключатель 48. Выключатель выполнен в виде цилиндрического кожуха, в котором размещена

плоская спиральная пружина, один конец которой укреплен на оси, а другой прикреплен к кожуху выключателя, имеющему на поверхности выступ 49, которым он всё время давит на рукоятку 44. С течением времени спиральная пружина выключателя 48 ослабевает, и её усилия не хватает для принудительного поворота рукоятки 44. В этих случаях необходимо дать пружине несколько большее натяжение. Натяжение пружины осуществляется поворо-

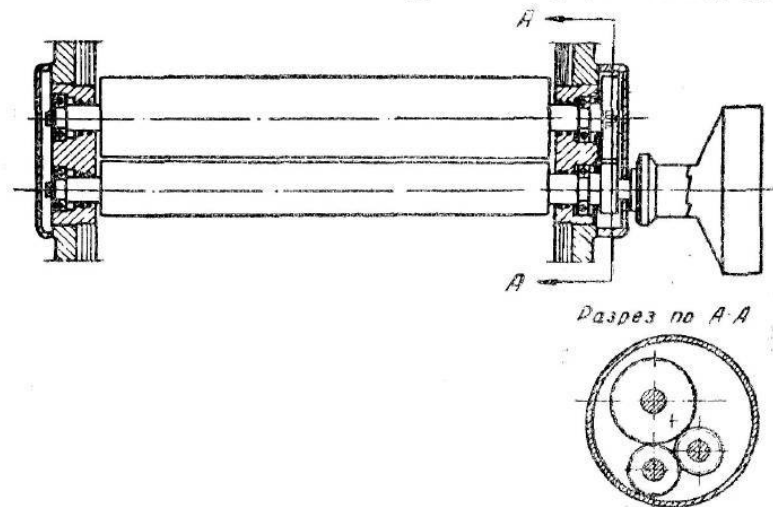


Рис. 77. Схема привода питающих валков станка В при получении движения с шейки медленновращающегося валка

том по часовой стрелке храпового колеса 50 (см. рис. 74), на котором закреплена ось пружины выключателя относительно его собачки 51, укрепленной на оси к боковине станины станка.

Привод верхнего питающего валика (см. рис. 76) выполнен двумя рабочими 7 и 9 и одной паразитной 8 шестернями, помещенными в левом редукторе питающих валиков. Опоры питающих валиков смонтированы в шарикоподшипниках, укрепленных в специальных вставках, имеющих в боковинах станины, что видно из рис. 77, на котором показано более простое устройство привода питающих валиков, приводимых в движение ремнем с шейки медленновращающегося валка.

Литые чугунные корпуса 52 (см. рис. 74) правого и левого редуктора заливаются маслом по трубкам 53 (для смазки зубчатых передач). Уровень масла в редукторах определяется высотой маслозаливных трубок 53.

Разборка станка при замене валков сводится к следующему. Демонтируется механизм для очистки валков и щиток 16 (см. рис. 74). Посредством винтового съёмника снимают шкив с шейки быстро вращающегося валка, а затем, выпустив масло через пробку, имеющуюся в нижней части кожуха-ограждения 25 зубчатой передачи, снимают наружную половину кожуха. После этого

при помощи съёмника демонтируют шестерни и, отвернув консольные болты 26, снимают внутреннюю половину кожуха 25. С штурвальных подвесов 54 снимают колпаки 55, гаечным ключом освобождают контргайки 56 и за квадратную головку вывинчивают винт 57, служащий для создания предварительного натяжения амортизационной пружины. Отворачивают винты 58, удерживающие в осевом направлении штурвальные подвески относительно эксцентриковых цапф привало-отвального вала.

После чего слегка приподняв хвост 59 поворотного подшипника, поворачивают подвеску 54 в направлении, указанном стрелкой, а затем снимают подвеску с эксцентриковой цапфы привало-отвального вала. Сняв нижнюю дверку, освобождают зажимы 6 и вынимают вставки 5, после чего приступают к демонтажу валков. С этой целью «вывешивают» при помощи какого-либо грузоподъемного приспособления за шейки верхний быстро вращающийся валок. Из тела боковин станины вывинчивают крепёжные болты 60 корпусов подшипников 61 и сдвигают их в осевом направлении на толщину фланцев, чтобы снять подшипники с контрольных шпилек 62. Перемещая валок на грузоподъемном приспособлении справа налево и вниз, удаляют его из станины станка.

Для выемки нижнего медленно вращающегося валка необходимо, после того как он «вывешен» за шейки, отвернуть гайки 63, фиксирующие положение нижних подшипников относительно осей их поворота, снять подшипники с шеек валков и на грузоподъемном приспособлении вывести валок за пределы станка.

Собирают станок при установке валков в обратной последовательности.

3. Вальцевый станок Главпродмаша 3М

Вальцевый станок модели 3М, общий вид которого приведен на рис. 78 и 79 является наиболее современным автоматическим вальцевым станком с диагональным расположением валков размерами 250 × 1000 мм. Конструкции подшипников, штурвального механизма и механизма параллельного сближения валков для создания необходимого зазора были подробно разобраны нами в главе II. В настоящем разделе дается общее описание станка и подробно разбирается конструкция узла гидропривода станка, автоматизирующего операции: привало-отвала валков, включения и выключения механизма питания, регулирования зазора питания.

Автоматизация всех этих операций уменьшает простой размоного цеха; улучшает организацию работы, исключает накопление продукта над станком, которое может вызвать завалы самотасок и остановку отдельных звеньев оборудования цеха. Так как при отсутствии продукта в ковше станка гидроавтомат выключает нижний валок, то благодаря этому исключается трение рифлей по рифлям и удлиняется срок службы нарезных валков. При пуске мельницы станки 3М автоматически включаются в работу по мере подхода продукта к данному станку. Это снижает простой и облегчает труд вальцевого. Станки этого типа имеют

электросигнализацию, а поэтому технолог может с центрального пульта следить за работой каждого вальцевого станка.

Вальцевый станок ЗМ изготавливается с 1947 г. Воронежским заводом им. В. И. Ленина. Как видно из рис. 78, станина станка

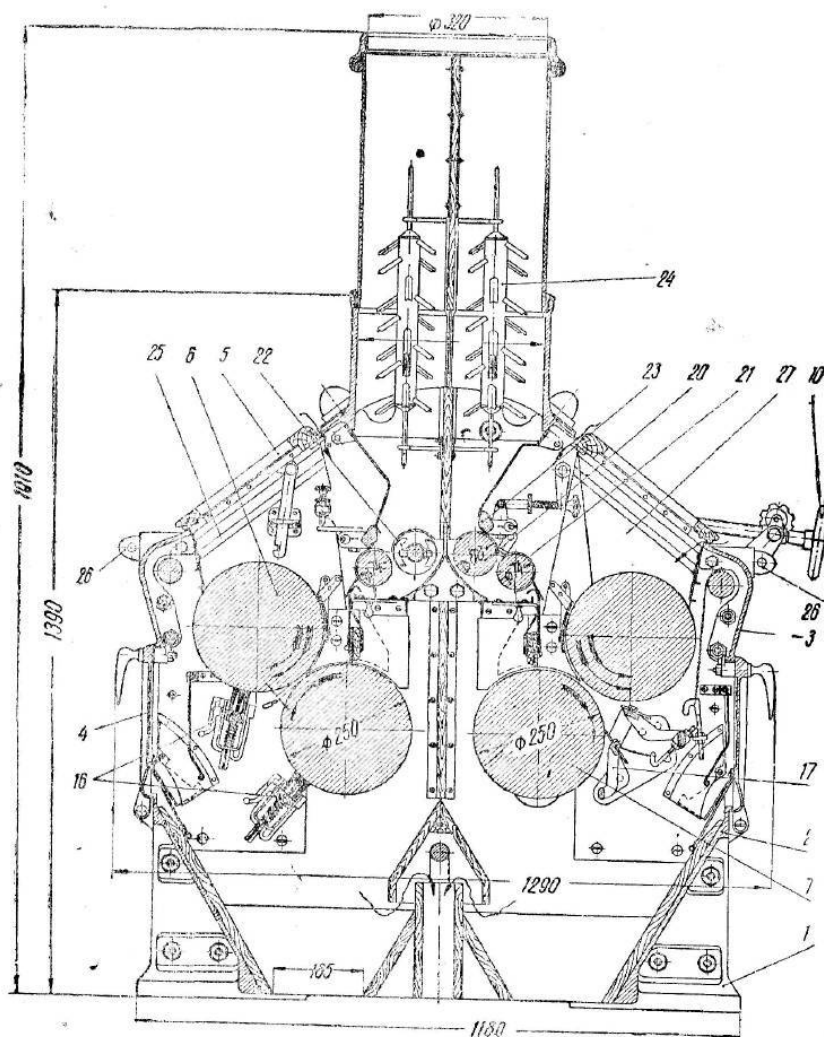


Рис. 78. Автоматический вальцевый станок ЗМ (поперечный разрез)

состоит из двух чугунных боковин 1, соединённых в верхней и нижней частях чугунными же соединительными угольниками 2 и 3. В верхней части боковины соединены литой крышкой, в центре которой имеется цилиндрический прилив с отверстием. В этом отверстии укреплен стеклянный цилиндр, служащий смотровым и в

то же время соединительным устройством станка с бункером, из которого поступает продукт на измельчение. С внутренней стороны станина станка имеет деревянную теплоизоляционную обшивку. В средней и верхней частях станины по фронту имеются

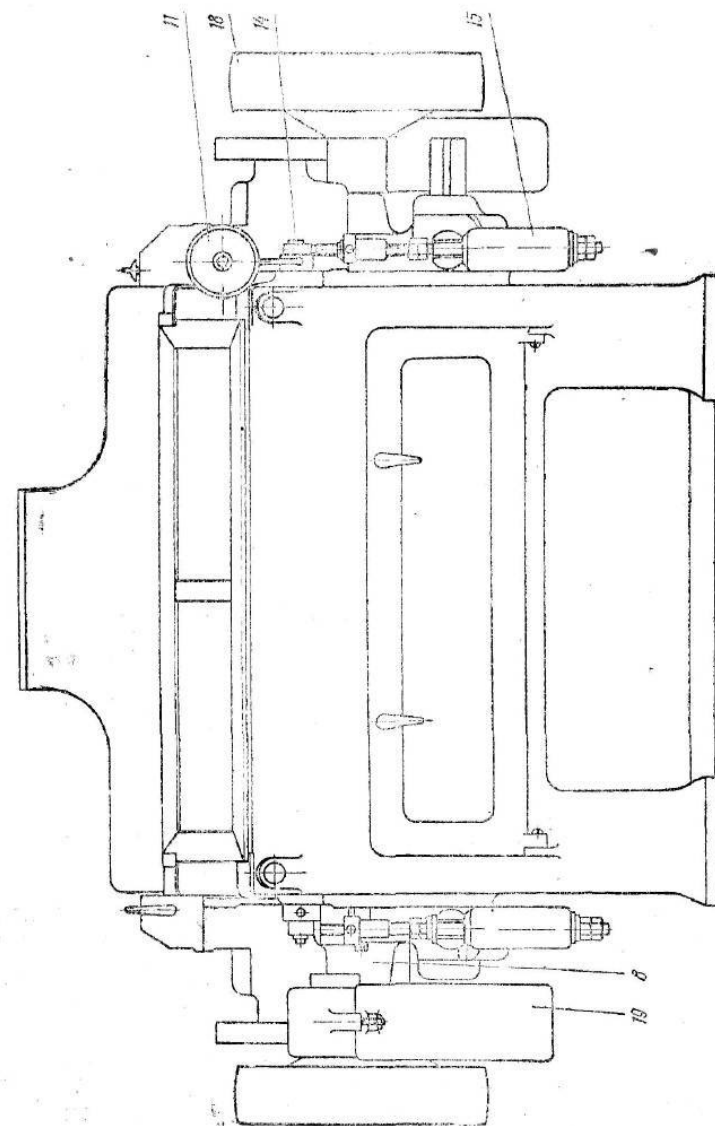


Рис. 79а. Автоматический вальцевый станок ЗМ (общий вид)

дверки 4 и 5, дающие возможность осматривать продукт, поступающий на измельчение, а также измельченный продукт, выходящий из-под валков. Рабочие валки размером 250×1000 мм выполнены, как и в станках ЗВН и ЗВГ, из закалённого чугуна с запрессованными с торцов стальными цапфами. Конфигурация и

размеры шеек валков такие же, как и валков к станкам ЗВН и ЗВГ (см. рис. 17).

Крепление подшипников верхних быстровращающихся валков фланцевое, что обеспечивает точное фиксирование вала относительно станины. Как изображено на рис. 56 и уже описано выше, подшипники валков имеют бронзовые запрессованные вкладыши и свободно-кольцевую смазку. Самоустановка нижних поворотных

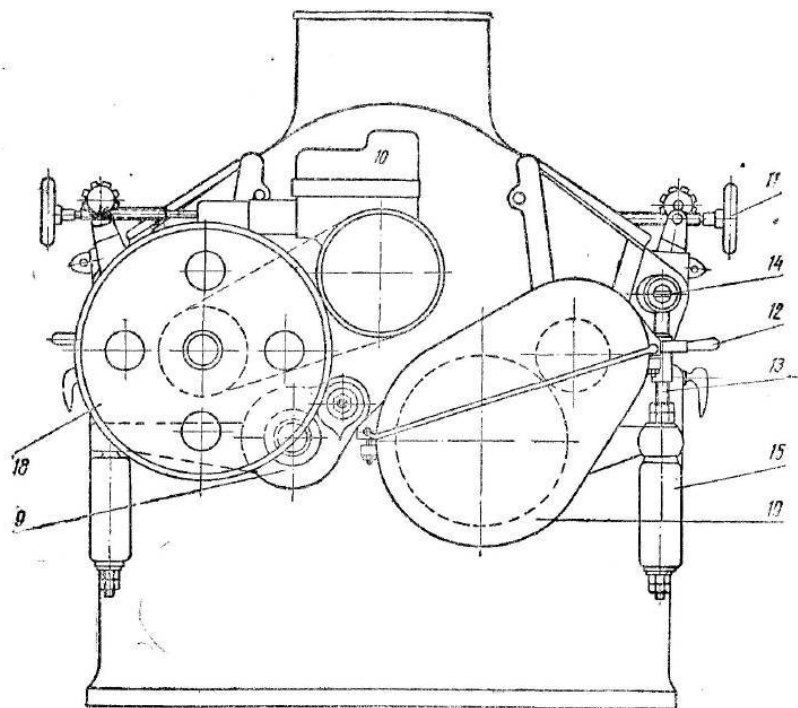


Рис. 796. Автоматический вальцевый станок 3М (общий вид)

подшипников медленновращающегося вала осуществляется за счёт сфер, которые имеются на хвосте подшипника и на наружной поверхности эксцентриковой втулки 26, помещённой в ухе-приливе корпуса нижнего подшипника (см. рис. 61). Взаимопараллельность валков (см. рис. 79 б) выверяют поворотом рукояток 12 дифференциальных винтовых механизмов 13. В верхней части эти механизмы подвешены к эксцентриковым пальцам 14 привало-отвального вала; в нижней части они имеют пружинные амортизаторы 15, на которых покоятся хвосты нижних поворотных подшипников (аналогичная конструкция изображена на рис. 61 и там же подробно описана).

Операция грубого привало-отвала валков в станке 3М осуществляется автоматически механизмом гидропривода 10 (см. рис. 79 а), а тонкая настройка величины рабочего зазора между

валками с точностью до 0,01 мм—вручную, при помощи винтового механизма, имеющего деталь управления в виде маховичка 11 (см. рис. 79 а).

Для очистки нарезных валков применены щётки 16 из так называемой «кавказской драпены», прижимаемые к поверхности валков пружинами. Гладкие валки очищаются стальными ножами 17, которые прижимаются к поверхности валков весом поворотных рам, удерживающих ножи. При отвале валков цепь, укрепленная на привало-отвальном вале, отводит ножи от валков.

Привод быстровращающегося вала с окружной скоростью 5—6 м/сек осуществляется от трансмиссии либо электромотора плоским ремнём, для чего служит шкив 18. Косозубчатая передача, соединяющая верхний быстровращающийся валок с нижним медленновращающимся, закрыта разъёмным кожухом. Косозубые колёса имеют нормальный модуль $M=6$ при угле наклона зуба $16^\circ 15'$, т. е. так же, как и в станках ЗВН и ЗВГ. Однако зубчатые колёса станка 3М в отличие от шестерён станков ЗВН и ЗВГ имеют специальный профиль зуба, причём высота ножки зуба увеличена против нормальной на 2 мм.

Питающий механизм двухваликовый, с секторной (плавающей) заслонкой 23. При рыхлых продуктах, способных к сводообразованию, вместо верхнего дозирочного валика 30 может быть установлен шнек-ворошитель 22. Привод питающих валков осуществляется через зубчатый редуктор (смонтированный в корпусе гидропривода), приводимый в движение ременной передачей от быстровращающегося вала станка. Количество продукта, поступающего на измельчение, регулируется автоматически, так как секторной заслонкой 23 управляет через систему рычагов гидропривод 10.

Закрывание заслонки и остановка вращения питающих валков автоматизированы. Обе операции производятся одновременно с автоматическим отвалом валков при прекращении поступления продукта в бункер питающего механизма станка. Ветвеобразные «поплавки» 24, подвешенные в верхней части станка, управляют работой механизма гидропривода.

Станок 3М можно аспирировать лишь снизу при поступлении воздуха внутрь станка через отверстия 25 между верхними крышками и средними соединительными угольниками станины.

Механизм гидропривода

Схематический чертёж гидропривода и его схема изображены на рис. 80. В гидроприводе в качестве исполнительного механизма применён шестерённый масляный насос в комбинации с плунжерным гидромотором (бустером). Привод выполнен по схеме «гидросистема с дроссельным регулированием». В качестве «побудителя» использован механизм, состоящий из поплавка 24 (см. рис. 78), помещённого в стеклянном приёмном патрубке станка, и ряда рычагов, воздействующих на дроссельное устройство гидропривода.

Работает гидропривод следующим образом. Продукт, поступающий

в приёмный бункер, постепенно заполняет его и своим весом давит на «зубья» поплавок 1 (см. рис. 80), подвешенного на системе рычагов 2, которые уравновешены пружиной 3. Предварительное сжатие и жёсткость этой пружины подбирают в зависимости от объёмного веса продукта, поступающего на станок.

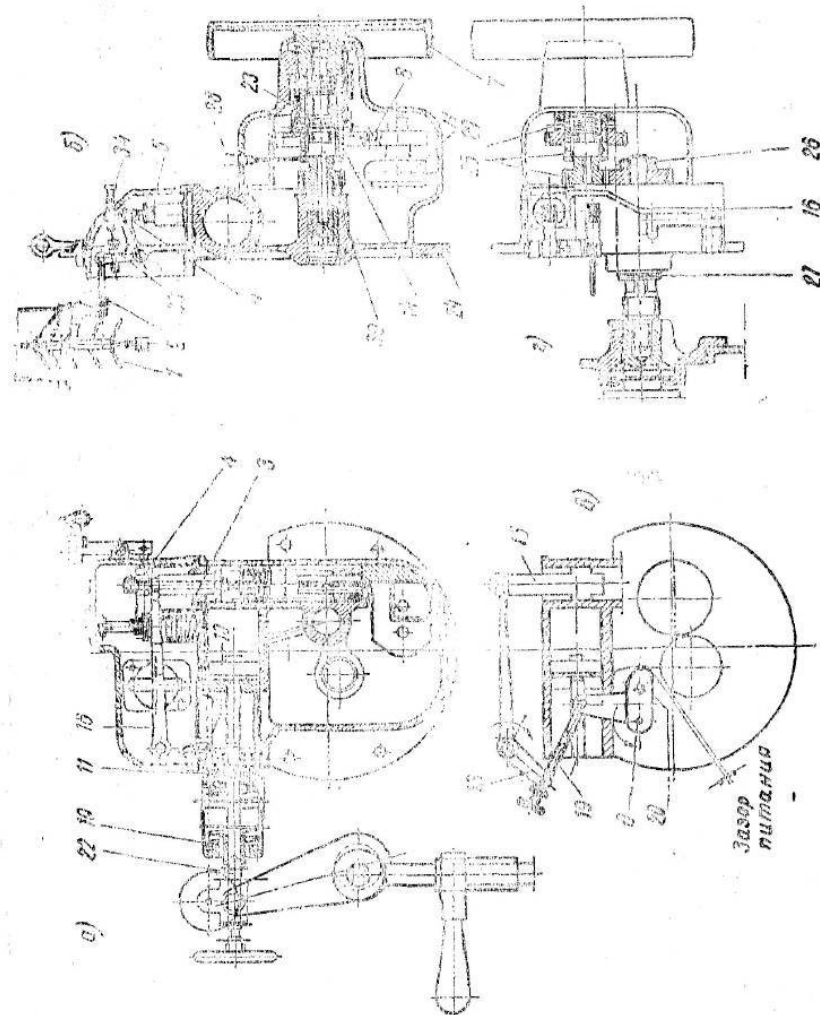


Рис. 80. Гидропривод автоматического вальцевого станка 3М

Ролик 4, являющийся конечным звеном системы рычагов 2, при опускании поплавка 1 также опускается и нажимает на головку золотника 5 дросселя. Шток золотника начинает перекрывать отверстия 6 для прохода масла через дроссель, вследствие чего давление в маслосистеме увеличивается.

Увеличение давления происходит в результате того, что насос Н (см. рис. 80, б) с приводом от шкива 7 быстровращающегося вала и зубчатой передачи 8 продолжает накачивать масло в

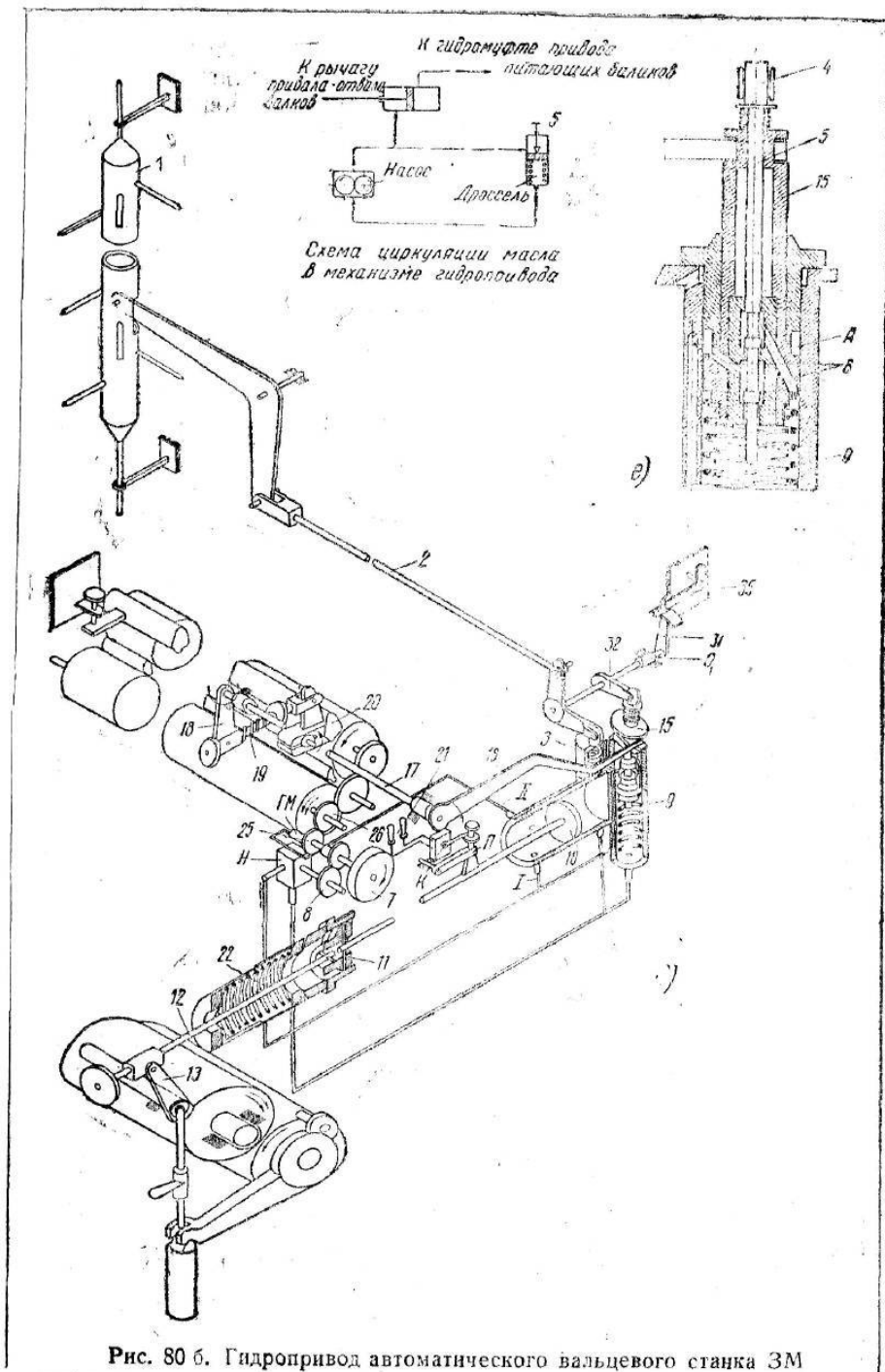


Рис. 80 б. Гидропривод автоматического вальцевого станка 3М

систему — в кольцевой канал *A* (см. рис. 80, *e*) плунжера дросселя, который поддерживают снизу предварительно сжатые (при сборке гидропривода) пружины 9. Масло под давлением устремляется по каналу *I* и, нажимая на поршень 10, перемещает его слева направо. Это перемещение поршня и приводит к привалу нижнего валика. Шток поршня 10, соединённый шарниром 11 и винтом 12 с привальным рычагом 13, управляет поворотом привало-отвального вала. При перемещении поршня 10 слева направо переключатель *П* (см. рис. 80, *д*) включает контакт зелёной лампы 21.

При проходе поршня 10 через среднее положение (относительно своего цилиндра) открывается доступ масла (под давлением) в канал *II*, который ведёт к гидромуфте ГМ, включающей кулачковую муфту 14 (см. рис. 80, *б*) привода питающих валков. Таким образом, поступление продукта на валки для измельчения начинается происходить несколько ранее момента полного привала валков, т. е. момента, когда поршень 10 занимает своё крайнее правое положение.

При накапливании продукта в приёмном патрубке станка последний начинает сильнее давить на поплавок 1, который в свою очередь через систему рычагов 2 (см. рис. 80, *a*, *б*, *в*, *г*) нажимает на головку золотника 5 дросселя. Вследствие этого отверстия 6 в дросселе перекрываются полнее, давление повышается и плунжер дросселя несколько опускается вниз. При этом плунжер 15 своей кольцевой заточкой поворачивает рычаг 16 (см. рис. 80, *д*) и валик 17, на котором он укреплен. При повороте валика 17 (см. рис. 80, *в* и *д*) по часовой стрелке рычаг 18 перемещает винт 19 в направлении, указанном стрелкой. Так как винт шарнирно связан с телом заслонки 20, последняя поворачивается вокруг оси *O* против часовой стрелки. Это приводит к увеличению зазора питания, т. е. к увеличению количества продукта, поступающего на валки.

При уменьшении количества продукта, поступающего в питающий бункер, давление продукта на поплавок 1 уменьшается. В результате поплавок несколько приподнимается, а следовательно, поднимается и ролик 4, освобождая головку золотника 5. Это приводит в свою очередь к подъёму золотника 5 пружиной (см. рис. 80, *д*), вследствие чего несколько приоткрываются масляные каналы 6 дросселя. Давление в маслосистеме уменьшается и плунжер 15, приподнявшись частично вверх, прикрывает заслонку. Это сопровождается уменьшением количества продукта, поступающего из питающего механизма на измельчение.

Если поступление продукта в питающий бункер прекращается, поплавок 1 ещё более поднимается и золотник 5 дросселя, аналогично описанному выше, занимает крайнее верхнее положение. При этом открывается отверстие 6 (см. рис. 80, *e*), давление масла в маслопроводе падает до 2,25–2,5 кг/см², поршень 10 под воздействием пружины 22 и веса нижнего валика передвигается справа налево, т. е. происходит «отвал валков».

При отвале валков рычаг 16 прикрывает заслонку 20, пере-

ключатель *П* переключает контакт *K* (см. рис. 80, *д*) на красную лампу 21, и пружина 23 (см. рис. 80, *б*) выключает кулачковую муфту 14, так как в полости гидромуфты ГМ давление падает.

Как видно из рис. 80, исполнительный механизм гидроавтомата размещён в общем чугунном литом кожухе, который прифланцован к боковине станины станка фланцем 24. Привод нижнего питающего валика осуществлён ременной передачей со ступицы приводного шкива станка на шкив 7 питающего механизма с передаточным числом $i_1 = 1 : 1,95$ и далее через пару зубчатых колёс 25 и 26 с передаточным числом $i_2 = 1 : 4$, т. е. с общим передаточным числом $i = i_1 \cdot i_2 = 1 : 7,75$.

Верхний дозировочный валик приводится во вращение через пару зубчатых колёс с передаточным числом $i_3 = 1 : 3,0$ и одной паразитной шестернёй, сообщающей верхнему питающему валику такое же направление вращения, какое имеет нижний. При переработке мало сыпучих продуктов вместо дозировочного валика может быть установлен шнек-ворошитель, но при этом секторную заслонку 20 (см. рис. 80, *в*) следует переставить на нижний питающий валик. Операция замены питающих валков несложна, так как питающие валики соединены с ведущим валиком 27 (см. рис. 80, *г*) через кулачковую муфту с прямым зубом. Диаметры, форма поверхностей питающих валков в станке 3М приняты по данным рис. 39 и табл. 17 и 18.

Бесперебойная работа механизма гидропривода обеспечивается при исправном состоянии деталей и достаточном количестве масла в системе.

Проверять количество масла надо периодически, пользуясь маслоуказательной штангой 28 (см. рис. 80, *б*), на которой нанесены отметки (в виде рисок) минимально и максимально допустимых уровней масла.

Применяемое в механизме масло должно иметь вязкость 3,5° по Энглери (веретенное, выщелоченное по ГОСТ 2855-45). По истечении 3 месяцев работы станка следует полностью удалить масло из корпуса гидропривода, промыть его керосином и заполнить свежим профильтрованным маслом.

Если гидроавтомат «запаздывает» с включением, что возможно при малых объёмных весах измельчаемого продукта, то следует проверить все детали рычажного механизма гидроавтомата на «лёгкость хода». Если проверка покажет, что заедания отсутствуют, надо заменить пружину 3 (см. рис. 80, *a*) поплавок более слабой. Если при холостом ходе станка гидроуправление не отваливает валков, это означает, что пружина 3 поплавок слишком слаба. Шарниры рычагов и валков, соединяющие поплавок с головкой дросселя 4 (см. рис. 80, *e*) и секторной заслонкой 20 (см. рис. 80, *в*), надо периодически очищать от пыли и смазывать.

При необходимости можно изменять число оборотов питающих валков, заменяя шестерни 25 и 26 (см. рис. 80, *г* и *д*); для этого удаляют винты 29 (см. рис. 80, *г*), скрепляющие втулку ведущей шестерни привода насоса со ступицей приводного шкива, и, перемещая его в осевом направлении слева направо, вынимают

из расточки в корпусе гидропривода. Затем вынимают валик 30 с его пружиной 23 (см. рис. 80, б) и заменяют шестерни 25 и 26 (см. рис. 80, г и д). Чтобы включить гидроавтомат в работу, необходимо поднять защёлку 25 и повернуть рычаг 31 по часовой стрелке вокруг оси O_1 . Следует учесть, что гидроавтомат не может работать при закрытой защёлке 35, так как она препятствует повороту рычага 32, укрепленного на валике O_1 , вращение которого вызывает перемещение ролика 4, управляющего головкой 5 дроссельного устройства.

Ограничение максимально допустимой нагрузки на станок можно осуществлять при помощи упорного винта 34 (см. рис. 80, б), ограничивающего перемещение рычага 33 вправо. Электросигнализация станка работает при электротоке напряжением в 12 в.

Разборка станка при смене валков осуществляется следующим образом. Последовательно снимаются приводной шкив 18 (см. рис. 78 и 79), корпус-ограждение 19 зубчатой передачи и сами зубчатые колёса (см. рис. 79), щитки, ограждающие рабочие валки (см. рис. 78) и щётки 15 (либо ножи — в случае гладких валков). Дверку 4 можно не снимать. Затем приступают к отсоединению винта 12 (см. рис. 80, а) параллельного сближения валков от штока поршня 21 гидропривода.

После этого вывёртывают горизонтальные стяжные болты 26 (см. рис. 78) с линзовидными головками, а затем вынимают вверх вставки 27, имеющиеся в боковинах станины станка. Отсоединив фланцевые подшипники верхнего быстровращающегося валка 6 при помощи какого-либо грузоподъемного приспособления, вынимают из станка верхний валок.

Чтобы вынуть нижний валок, предварительно освобождают крепление корпусов поворотных подшипников относительно штурвальных механизмов и станины станка. Для этого следует отвернуть гайки 26 (см. рис. 61), снять гильзы 27, пружины 28 и повернуть весь штурвальный механизм (вокруг его точки подвеса) справа налево. Тогда яблоко 5 хвоста буквы будет освобождено от штурвального механизма. Отвернув болты 1 и изъав шайбы 2 (см. рис. 81, а), можно снять корпуса поворотных подшипников с осей 3 их поворота относительно станины. До снятия поворотных подшипников необходимо под шейки валка подложить деревянные бруски 4, как это указано на рис. 81, б, а затем, сняв подшипники, вынуть валок из станины станка.

Собирают станок при установке валков в обратной последовательности. Испытание вальцевого станка, аналогичного описанному выше, было произведено под руководством инж. А. С. Данилина на мельнице Московского мелькомбината им. Цюрупы с 29 декабря 1946 г. по 1 марта 1947 г. Техническая характеристика станка следующая: валки, диаметром 300×800 мм, нарезные по 22 нитки на 1" с уклоном в 10%.

Станок испытывался при скорости быстровращающихся валков $v_0 = 4,4; 5,65$ и $7,25$ м/сек при постоянном дифференциале $i = 1:2,52$. Станок был установлен для переработки продуктов на V драной системе в схеме помола пшеницы в муку высоких сор-

тов. Удельные нагрузки составляли от 164 до 272 кг/см в сутки при влажности исходного продукта от 13 до 13,8%. Извлечение (проход через сито № 25) колебалось в пределах от 8,5 до 41,8% в зависимости от величины рабочего зазора между валками от 0,21 до 0,6 мм. Энергопотребление станка изменялось от 6,7 до 12,32 квт на одну пару нарезных валков. Давление масла в масло-системе (при работе под нагрузкой) составляло от 5 до 8 кг/см². Колебание рабочего зазора между валками, приваленными гидроавтоматом, составляло 0,01—0,03 мм.

Полное «срабатывание» гидроавтомата (после опускания поплавка в крайнее нижнее положение или подъёма в крайнее верхнее) происходило за 2—4 сек. За время испытаний (300 час.) «срабатывание» станка на холостом и рабочем ходах составило 120 раз. При этом «отказов» в работе автомата не наблюдалось. Комиссия, проводившая по заданию Главмуки эти испытания, пришла к выводу, что станок-автомат может быть рекомендован к применению на мельницах, вырабатывающих высокосортную муку.

Несмотря на то что вальцевый станок 3М с гидроуправлением довольно сложен, гидроуправление станка достаточно надёжно, предотвращает повреждение рифлей и удлиняет срок службы валков. Автоматизация станка исключает возможность накопления запаса продукта над станком вследствие несвоевременности включения его в работу при пуске размольного цеха, а электросигнализация создаёт условия для централизованного наблюдения за работой станков с сигнального пульта.

Последнее особенно важно при большом количестве станков на мельнице.

Наряду с этим станок-автомат имеет и ряд недостатков. Подшипники скольжения устаревшей конструкции; недостаточна также защита некоторых гнезд трения от пыли. Вместо более совершенной цепной передачи для привода медленновращающегося валка от быстровращающегося применена зубчатая передача. У станка отсутствуют каналы для верхней аспирации, «датчик» для выключения станка при подлоре его продуктом снизу, неудобно расположен для разборки штурвальный механизм и т. д. Однако эти недостатки не умаляют достоинства станков

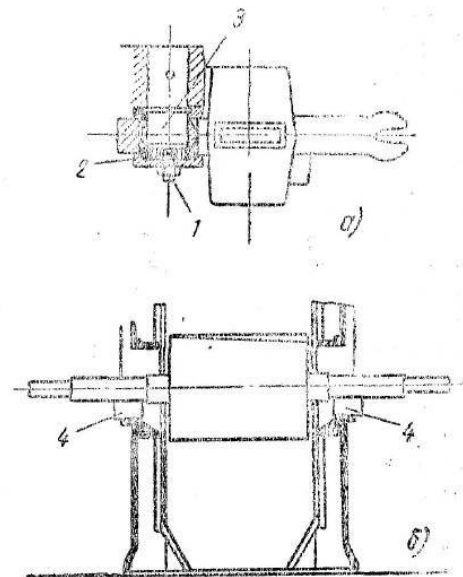


Рис. 81. Демонтаж медленновращающегося валка станка 3М

ЗМ, имеющих большое значение для рациональной организации мукомольного производства.

Вместе с тем перед советским мельничным машиностроением стоит задача создания новой, ещё более совершенной, нежели ЗМ, отечественной конструкции автоматического вальцевого станка с индивидуальным электроприводом, вполне отвечающей современным требованиям технологии измельчения зерна, снабжённого приборами для контроля и управления режимом измельчения, простого в регулировании, вполне надёжного и удобного в эксплуатации.

ГЛАВА V

РЕЖИМ РАБОТЫ ВАЛЬЦЕВОГО СТАНКА

В законе «О пятилетнем плане восстановления и развития народного хозяйства СССР на 1946—1950 гг.» в разделе, посвящённом пищевой промышленности, сказано: «Широко внедрить в пищевую промышленность... автоматизацию процессов и контроль производства...». Это указание в весьма большой степени относится и к мукомольной промышленности, несмотря на то что современную мельницу промышленного типа принято считать предприятием, полностью автоматизированным.

В действительности автоматизация производственного процесса на мельнице охватывает главным образом транспортные операции по перемещению масс зерна в машинах и с одной машины на другую. Управление же режимом работы машин, перерабатывающих зерно в муку, не автоматизировано, так как эта часть работы выполняется вручную на основании органолептических методов оперативного контроля технологического процесса каждой машины.

Контроль работы вальцевого станка, основной измельчающей машины современной мельницы до сих пор базируется на эмпирических данных, отражая опыт крупчатника, его навыки, «искусство молоть».

Последующий лабораторный контроль получаемого продукта является запоздалым, не отражает сущности данного производственного приёма, не позволяет регулировать процесс на ходу¹.

В чём же причина такого резкого разрыва между весьма высоким уровнем автоматизации мельницы как предприятия в целом и очень отсталыми «дедовскими» приёмами управления и методами контроля работы машин, а в особенности по основной измельчающей машине мельницы — вальцевому станку?

Объяснение этого следует искать, с одной стороны, в отсутствии стройной теории работы вальцевого станка и сложности процесса тонкого измельчения зерна, а с другой стороны, — в весьма малом количестве экспериментальных исследований в области комплексного изучения технологических и энергетических показа-

телей работы вальцевого станка, а также в отсутствии надёжных измерительных приборов и методов для фиксации «настройки» и контроля работы станка.

В работе Г. А. Апарина «Систематизация средств и методов измерений в машиностроении» (2) приводится следующее высказывание: «Техническая культура современных производств в значительной степени определяется уровнем развития техники измерений. Не уметь измерить — это значит не уметь критически отнестись к качеству изготавливаемой продукции.

В истории развития машиностроения всегда отмечались такие моменты, когда дальнейшее развитие методов производства задерживалось несовершенством методов и средств измерения».

Отсутствием измерительных приборов для контроля работы вальцевых станков в большой степени объясняется и архаичность методов контроля продукта, и то обстоятельство, что конструкция вальцевого станка хотя и претерпела с начала XIX в. значительные изменения, но конструктора, вносившие эти изменения, основывались не на научных исследованиях, а преимущественно на своей практике, интуиции и достижениях других отраслей машиностроения.

Сказанное выше и побудило автора провести комплексное исследование режима работы вальцевого станка при измельчении зерна, чтобы выявить:

- 1) наличие закономерностей в изменении технологических и энергетических показателей в зависимости от некоторых оперативных факторов, определяющих режим работы вальцевого станка;
- 2) возможности и методы объективного оперативного контроля процесса измельчения зерна;
- 3) предпосылки для улучшения конструкции вальцевого станка, исходя из требований технологии размола зерна.

В настоящей главе вкратце излагаются результаты этого исследования, а также некоторые данные из результатов других исследований.

1. Режим работы вальцевого станка и анализ факторов, его определяющих

В существующей литературе по мукомольному производству нет чёткого определения, что следует понимать под режимом работы вальцевого станка. Полагаем возможным сформулировать это понятие следующим образом.

Под режимом работы вальцевого станка следует понимать совокупность факторов, определяющих степень измельчения зерна (либо его частей) и качество продуктов, получающихся в результате измельчения.

Целое зерно в случае I драной системы либо его части, в случаях всех остальных систем, поступая в рабочий зазор между валками вальцевого станка, при прохождении через зону воздействия валков разрушается на более мелкие части. При этом валки испытывают некоторое давление вследствие сопротивления зерна

¹ Я. Н. Куприц, проф. Физико-химические основы размола зерна. Заготиздат, М., 1946, стр. 178.

разрушению (см. рис. 99). Эффект измельчения может быть охарактеризован степенью измельчения, которую в мукомольной промышленности принято оценивать коэффициентом извлечения u , т. е. процентом продукта, прошедшего через определённый номер сита при сортировании продуктов измельчения на том или ином сите (номер сита, по которому определяется коэффициент извлечения, меняется в зависимости от крупноты и качества продуктов, в отношении которых производится его определение). Очевидно, что и расход энергии N_d на измельчение также находится во вполне определённой зависимости от степени измельчения.

Одним из основных факторов, определяющих режим работы вальцевого станка, является величина рабочего зазора между валками, а его производной — давление, испытываемое валками при измельчении ими зерна либо его частей.

Но степень измельчения, давление и расход энергии на измельчение зависят также от:

а) количества продукта Q , поступающего на станок в единицу времени;

б) механической характеристики рабочих органов вальцевого станка — диаметра и окружной скорости валков, передаточного числа между быстро- и медленновращающимися валками, состояния рабочих поверхностей валков (гладкие и нарезные, имеющие разные формы, количество, уклон комбинации рифлей) и геометрии валков (т. е. степени точности формы вала в отношении его цилиндричности).

Кроме указанного, степень измельчения зерна, давление и расход энергии на измельчение зависят также от характера измельчаемого продукта, т. е. показателей его физических и механических свойств (род зерна, его сорт, размеры, влажность и некоторые другие показатели измельчаемого продукта).

Для анализа факторов, от которых зависят u , p и N_d , необходимо принять меры к тому, чтобы технологическая характеристика измельчаемого продукта была постоянной величиной на определённый отрезок времени. Для данного станка постоянными величинами являются показатели механической характеристики рабочих органов станка. Следовательно, переменными величинами для ряда станков будут крупнота K продукта, поступающего на станок, его количество Q и величина рабочего зазора v между валками. Эти три фактора, т. е. K , Q и v , в свою очередь обуславливают степень и качество измельчения, характеризуемые коэффициентом извлечения u , а также величины давления p , испытываемого валками, и расхода энергии N_d на измельчение.

Следовательно, первой задачей комплексного исследования технологических и энергетических показателей работы вальцевых станков при измельчении ими зерна является установление зависимости коэффициента извлечения u от величины K , v и Q , определяющих режим работы станка и установление зависимостей давления и расхода энергии на изменение от степени измельчения, т. е. от u .

Для чёткого определения зависимостей $u = \varphi(K, v, Q)$, $p = f(u)$

и $N = \xi(u)$ исследование следует вести при постоянных величинах следующих факторов: технологической характеристики измельчаемого продукта и механической характеристики рабочих органов вальцевого станка, которые в повседневной работе данного мельзавода, можно считать относительно постоянными величинами.

2. Методы контроля режима работы вальцевого станка

Как указывалось, методов объективного оперативного контроля режима работы вальцевого станка не имеется. Контроль осуществляется осмотром и ощупыванием измельчённого продукта, выходящего из-под валков станка, и на основании этой весьма субъективной оценки регулируется режим работы станка изменением величины рабочего зазора между его валками. Объективным способом оценки режима является ситовый анализ продуктов измельчения, но он «...запаздывает во времени и не даёт возможности регулировать процесс на ходу» [Я. Н. Куприц (29)]. Каких-либо приборов или методов, обеспечивающих мгновенное определение гранулометрического состава продуктов измельчения, нет.

Степень измельчения зерна при всех прочих условиях определяется величиной зазора между валками. Но для того, чтобы судить по величине зазора о гранулометрическом составе продуктов измельчения, необходимо, во-первых, иметь методы и приборы для измерения величины зазора между валками на ходу станка (т. е. при вращающихся валках) и, во-вторых, — выявить зависимость изменения степени измельчения зерна и продуктов его переработки от величины зазора между валками.

Из литературы по мукомольному производству (Эйдус, Панченко и др.) известен один способ для определения зазора между валками путём пропускания между валками свинцовых дробин или пластинок, с последующим измерением их микрометром. Пластинка свинца, пропущенная между валками, имеет вид, изображённый на рис. 82 (при комбинации рифлей «остриё по острию»). Измерения величины $v_{\text{зам}}$ не дают истинного значения величины зазора между валками, так как пластинки свинца, в зависимости от его механических свойств и первоначальной толщины, по-разному деформируются, вдавливаясь в углубления между рифлями медленно вращающегося вала. Это обстоятельство и послужило основ-

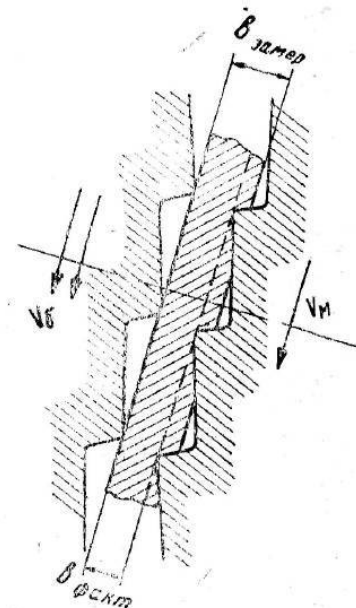


Рис. 82. Момент прохождения свинцовой пластинки между валками вальцевого станка

ной причиной того, что авторы (Эйдус и некоторые другие), пытавшиеся выявить закономерность измерения степени измельчения от величины зазора, не смогли этого сделать. Об этом можно судить по полученным Эйдусом результатам, приведённым на рис. 83.

Нами применён несколько видоизменённый метод измерения величины v , который позволяет определить v_{ϕ} (см. рис. 82) и, как

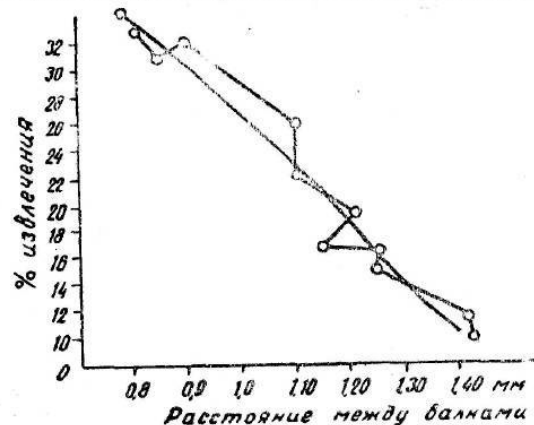


Рис. 83. Зависимость извлечения от величины рабочего зазора между валками по данным канд. наук П. Эйдуса

140 мм от краёв вала, и посередине. Каждую пластинку следует пропускать три раза. При этом валки в месте пропускания пластины должны быть освобождены от ленты продукта. Для этого лента перекрывается лопаткой шириной 60—75 мм в месте немного ниже «отрыва» продукта с нижнего питающего валика.

При комбинации рифлей «остриё по острию» пластинка, пропущенная между валками, имеет вид, изображённый на рис. 82. При этом замеряется не общая толщина пластинки $v_{\text{замер}}$, а v_{ϕ} , т. е. рабочий зазор между валками по вершинам рифлей. Техника измерения v_{ϕ} изображена на рис. 84. В углубление пластинки укладывается калиброванная проволока диаметром $d_1 = 0,1—0,6$ мм (диаметр калиброванной проволоки берётся в зависимости от количества рифлей на 1 см окружности вала, т. е. в зависимости от абсолютного размера рифли) и микрометром с ценой деления 0,01 мм измеряется размер H . Затем путём вычитания d_1 из H находится v_{ϕ} . При иной комбинации рифлей, нежели «остриё по острию», вмятины на пластинке получаются с обеих сторон. В этом случае нужно с каждой стороны уложить во вмятины калиброванные проволоочки и замерить размер H_1 . Тогда $v_{\phi} = H_1 - 2 d_1$. Толщину пластинки v_{ϕ} следует измерять в трёх местах по длине её и за рабочий зазор v принимать среднее арифметическое, т. е.

$$v = \frac{v_{\phi 1} + v_{\phi 2} + v_{\phi 3}}{3}$$

Но при помощи указанной методики можно измерять зазоры более 0,07 мм. В том случае если зазоры меньше, свинцовые пластинки, пропущенные между валками, разрываются на мелкие части, и измерение их микрометром даёт весьма неустойчивые показатели. В связи с этим при исследовании режима измельчения крупок на 2-й размольной системе, где имеются зазоры менее 0,07 мм, зазоры мы измеряли, пропуская между валками пластинки из стальной калиброванной фольги толщиной 0,05 мм. Если после пропуска между валками фольга не имела следов деформации, то величина зазора принималась в пределах 0,07—0,05 мм. В противном случае величина зазора оценивалась величиной менее 0,05 мм.

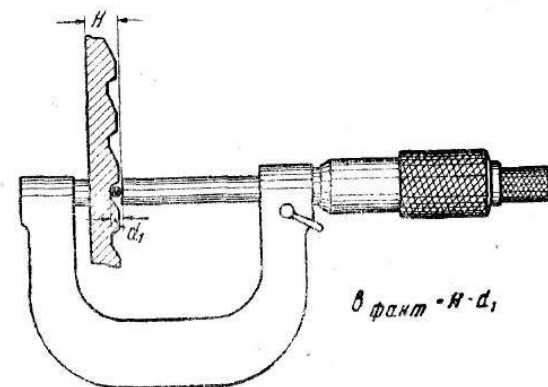


Рис. 84. Измерение зазора между вершинами рифлей

Изложенный способ измерения величины зазора между валками требует времени. Между тем кроме зазора между валками в качестве параметра можно принять давление, испытываемое медленно вращающимся валком вальцевого станка от сопротивления зерна при его измельчении, величину которого можно измерить при помощи мессдозы той или иной конструкции.

Применение гидравлической мессдозы для измерения давления, испытываемого подшипниками медленно вращающегося вала вальцевого станка, было известно и ранее. Так, в 1938 г. во ВНИИЗ, по предложению проф. д-ра Я. Н. Куприца, инженером-конструктором М. М. Васильевым был запроектирован прибор, названный им статиметром. Этот прибор имел ряд конструктивных дефектов, и его нельзя было применить для исследования режима работы вальцевых станков (см. отчёт ВНИИЗ за 1940 г. «Освоение и апробация статиметра конструкции ВНИИЗ»).

На рис. 85 а в трёх проекциях приведён рабочий чертёж статиметра конструкции автора, а на рис. 85 б показан общий вид его при установке на вальцевом станке. В качестве «датчика» прибора применена гидравлическая кольцевая мессдоза, а в качестве приёмника — пружинный трубчатый манометр с трубкой Бурдона на максимальное давление 10 кг/см².

Плунжер 4 статиметра (см. рис. 85 а) покоится на подпятнике качения 3, который в свою очередь установлен на сферических подкладных кольцах 1 и 2, поставленных на ступицу маховика 5 штурвального механизма вальцевого станка. Давление от размола зерна, воспринимаемое штурвальной тягой 6, передаётся на корпус 7 статиметра через центральный болт 8, который ввёрнут на резьбе

в головку штурвальной тяги 6. Корпус 7, воспринимая (указанным выше образом) давление от размола зерна, стремится опуститься вниз, но этому препятствует плунжер 4, на кольцевую площадь которого опирается резиновая мембрана 9, перекрывающая кольцевую полость корпуса 7 статиметра, заполненного глицерином.

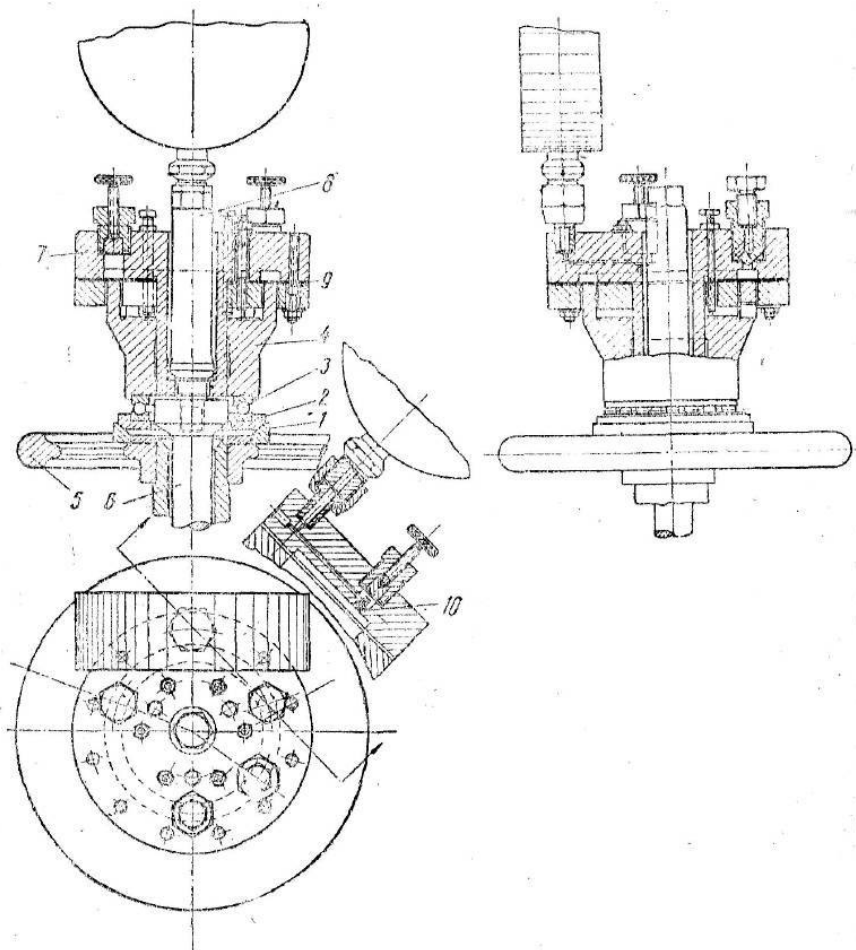


Рис. 85а. Статиметр конструкции А. Р. Демидова

Таким образом, усилие от размола зерна повышает давление жидкости — глицерина, которым заполнена полость корпуса 7 статиметра. Величина давления измеряется манометром, который соединён с полостью корпуса 7 статиметра через демпфер 10. Назначение демпфера погасить колебания жидкости в полости корпуса 7 статиметра, появляющиеся вследствие ударного характера измеряемого усилия.

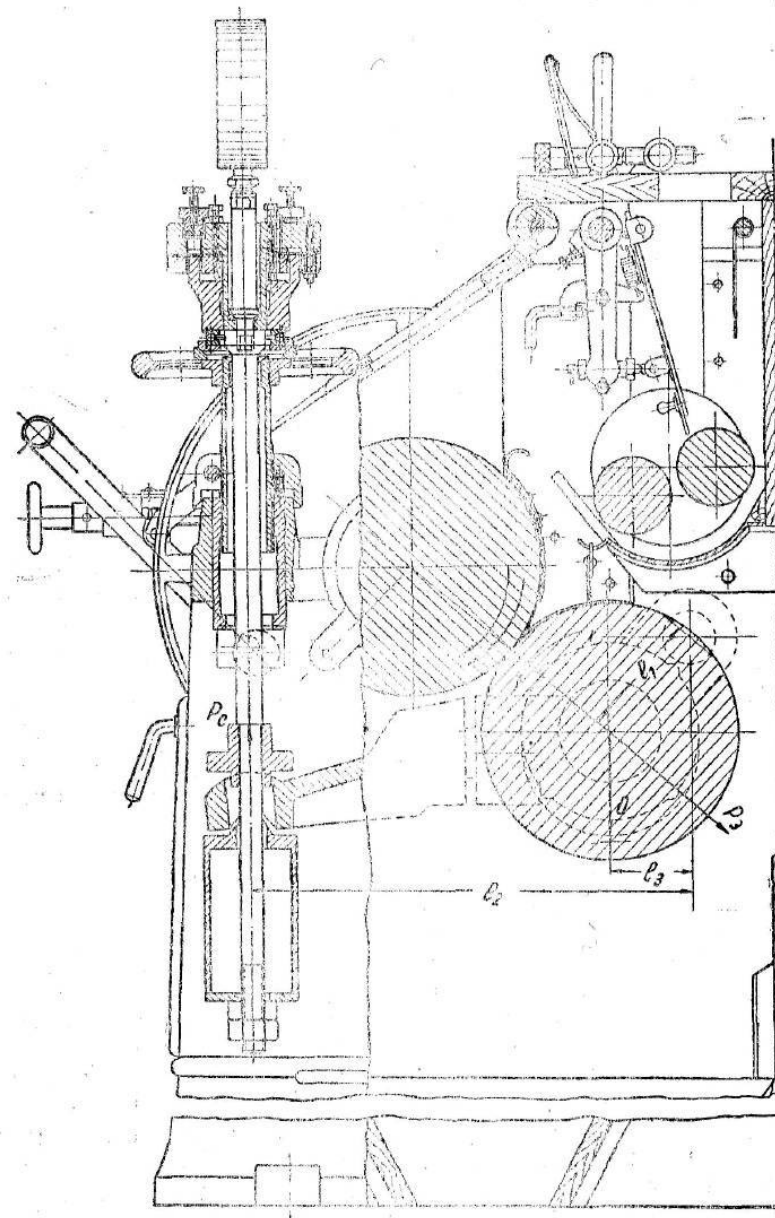


Рис. 85б. Установка статиметра на вальцевом станке

Глицерином статиметр заполняют посредством специально за- проектированного поршневого насоса через штуцер 11. Для того чтобы в полостях статиметра и в трубке манометра не образова- лось «воздушных мешков», при заполнении манометра глицери- ном перед заполнением его открывают игольчатый вентиль, спе- циально смонтированный в конце трубки Бурдона. Последний закрывают лишь после того, как из него перестанут выходить пу- зырьки воздуха.

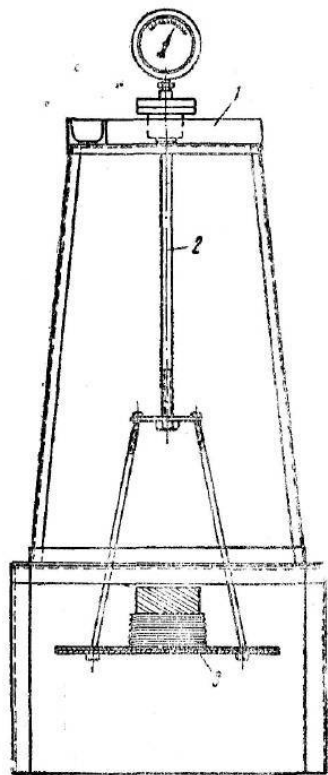


Рис. 86. Приспособление для тарировки статиметров

является приближением, так как на подшипники валка действует также усилие в направлении, перпендикулярном к линии, соеди- няющей центры валков, являющееся реакцией от окружного уси- лия, действующего на периферии валка.

Исходя из схемы усилий, изображенной на рис. 85 б, можно заключить, что изменению давления статиметра в 1 кг/см^2 соот- ветствует изменение усилия на штурвальной тяге в 30 кг (так как цена деления манометра статиметра $1 \text{ кг/см}^2 = 30 \text{ кг}$), а усилия P_3 от размола зерна:

$$P_3 = 1 \cdot 30 \frac{l_1}{l_2} = 30 \frac{430}{120} \approx 108 \text{ кг.}$$

После заполнения глицерином статиметр подвергался тарировке статическим грузом на специальном тарировочном приспособлении, изоб- раженном на рис. 86. Статиметр устанавливали на граверу 1, а к тяге 2 подвешивали площадку 3, на которую ставили груз. В качестве груза были использованы шестерни вальцевых станков, которые предва- рительно взвешивали на платфор- менных весах грузоподъемностью в 100 кг с ценой деления $0,1 \text{ кг}$.

Результаты тарировки статимет- ров показали полную устойчивость показаний манометров статиметров при нагружении их грузом. При этом фактическая цена деления всех трёх статиметров составила $30 \text{ кг} = 1 \text{ кг/см}^2$.

На рис. 85 б, показывающем уста- новку статиметра на маховике штурвального механизма вальцевого станка ЗВН, приведена схема усилий для подшипника медленновраща- ющегося валка. Направление усилий P_3 , испытываемое валком со стороны измельчаемого им зерна (либо его частей), условно принято по нор- мали, совпадающей с линией, соеди- няющей центры валков. Это, конечно,

Но при подсчёте усилий P_3 по показаниям манометра стати- метра следует ещё учесть постоянное усилие на подшипник от веса валка, подшипника, шестерни и переменное усилие на пра- вом подшипнике от реакции в шестернях, соединяющих медленно- и быстровращающиеся валки. Что касается первого усилия, то учитывать его следует простым вычитанием начальных показаний статиметров P_c^o (при холостом ходе станка) из рабочих пока- заний P_p^o , так как:

при холостом ходе станка с приваленными валками

$$P_c^o \cdot l_2 = Ql_3;$$

при рабочем ходе станка, т. е. при измельчении,

$$P_c^p \cdot l_2 = Ql_3 + P_3l_1,$$

откуда

$$P_c^p \cdot l_2 = P_c^o \cdot l_2 + P_3l_1,$$

следовательно,

$$P_3 = (P_c^p - P_c^o) \frac{l_2}{l_1}.$$

Что же касается реакции от шестерён, действующей на пра- вый подшипник, то эту величину можно учесть лишь приближё- но, так как неизвестен закон изменения крутящего момента в передаче, соединяющей валки, в зависимости от режима работы станка. Опыты, проведённые нами на I драной системе, показали, что величины $P_{3.пр}$ (правого) отличались от $P_{3.л}$ (левого) в пре- делах от 12 до 30 кг и при определении P_3 на весь валок мы учитывали усилие

$$P_{шест} = \frac{12+30}{2} = 21 \text{ кг.}$$

При рассмотрении факторов, определяющих режим работы вальцевого станка, было установлено, что кроме зазора и давле- ния оперативным фактором, определяющим режим работы станка, является его производительность. Аппаратуры для определения этого фактора с мгновенным отсчётом его величины пока также не имеется. Метод, обычно применяемый для этих целей, заключается в том, что в течение сравнительно небольшого отрезка времени весь измельчаемый продукт, выходящий из-под валков станка, со- бирается в соответствующую тару (обычно в мешок) и затем взвешивается на весах.

В нашем исследовании, результаты которого изложены в по- следующих разделах данной главы, производительность станка определялась три раза в течение одного режима продолжитель- ностью 10 мин. Каждое определение производительности длилось 30 сек., в течение которых весь продукт, выходящий из-под станка, направлялся в предварительно взвешенный мешок, который за- тем вместе с отобраным продуктом взвешивался на платфор- менных весах грузоподъемностью в 100 кг с ценой деления $0,1 \text{ кг}$.

3. Краткий обзор исследований режима работы вальцевого станка

В начале настоящей главы разобран вопрос о факторах, определяющих режим работы вальцевого станка при измельчении зерна и их влиянии на технологический эффект и энергетические показатели. Опубликованных исследовательских работ, затрагивающих этот вопрос комплексно, почти нет. Единственной работой является исследование инж. Меджа (24), произведенное им в 1928 г. В этой работе Медж исследовал зависимость экстракции муки и расхода энергии от двух основных факторов, определяющих режим работы вальцевого станка при измельчении крупок на 3-й размольной системе, а именно: от давления и производительности. В результате этого исследования Медж выявил оптимальный режим, определяемый давлением на валки и производительностью (более подробно исследование инж. Меджа рассматривается далее).

В работе К. П. Фролова «Измельчение эндосперма на рифлёных и гладких валках» (31) комплексно исследуется вопрос о технологических и энергетических показателях режимов измельчения для схемы помола в целом и совершенно не затрагиваются вопросы оперативного контроля режима отдельных станков, без которого правильное ведение технологического процесса измельчения зерна опять-таки целиком ставится в зависимость от опытности персонала, обслуживающего мельницу.

С чисто технологической стороны наиболее полным и методически правильно построенным исследованием по выявлению технологических параметров продуктов измельчения зерна в зависимости от режима работы станка является труд инж. П. П. Эйдуся «Основные показатели режима 72%-ного помола» (56). Инж. Эйдуся исследовал на лабораторной мельнице влияние режима работы станка, а также качества продукта, поступающего на измельчение, на технологические параметры. В частности им впервые замечено, что выход каждого продукта — крупы, дунстов и муки — I драной системы находится в прямой зависимости от коэффициента извлечения u , определяемого им как проход сита № 7 (18). В своей работе мы приняли именно этот показатель как основной технологический параметр, определяющий технологический эффект измельчения зерна на I драной системе.

Данные по аналогичному исследованию, т. е. главным образом по технологическим параметрам, приводятся также в курсе «Мукомольного производства» Скотта (58). В этой работе Скотт приводит кривую зависимости коэффициента извлечения u , определяемого им как проход сита № 8 (20) в зависимости от величины рабочего зазора между валками, рис. 87. В работе разбираются вопросы влияния размера, сорта и влажности зерна на коэффициент извлечения u . Приведены некоторые величины давлений, испытываемых валками вальцевых станков.

Данные Скотта в части зависимости технологического эффекта измельчения от режима работы станка ценны в том отношении,

что все свои исследования он производил на промышленных вальцевых станках, имеющих конструктивную схему, аналогичную станкам, применяемым у нас, т. е. с диагональным расположением валков, но со значительно меньшими нагрузками по производительности и меньшей окружной скоростью валков.

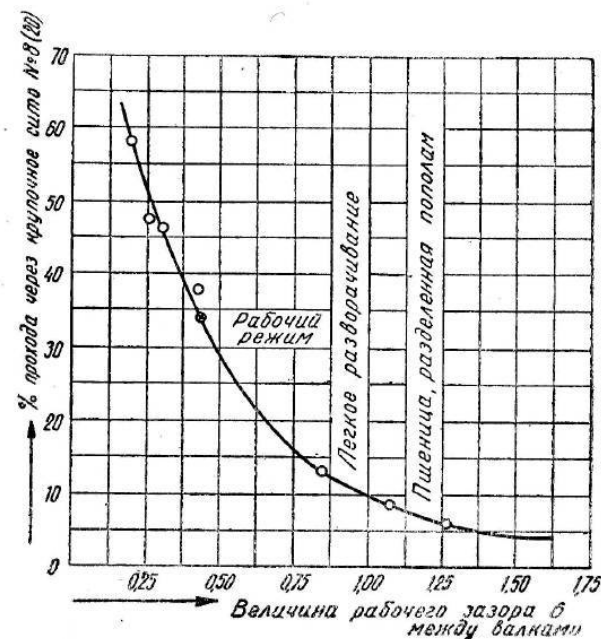


Рис. 87. Зависимость коэффициента извлечения и от величины рабочего зазора в между валками для I драной системы по данным Скотта

Скотт в своей работе не связывает технологические показатели с энергетическими, т. е. с давлением на валки и расходом энергии. Инж. Эйдуся также не затрагивает вопроса о давлении на валки.

Опубликованных экспериментальных работ, касающихся давления на валки при размоле зерна, по сути дела, имеется три, а именно: указанные выше работы Меджа и Скотта и «Работа по освоению и апробации статиметра конструкции ВНИИЗ».

Работа ВНИИЗ (6) касается изучения конструкции статиметра и лишь косвенно затрагивает вопросы взаимосвязи технологических и энергетических показателей режима измельчения зерна на I драной системе.

Изложенное показывает, что весьма актуальный вопрос изучения режима работы вальцевого станка, создания приборов и разработки методов для осуществления объективного оперативного контроля процесса измельчения зерна мало изучен и находится ещё в самой начальной стадии.

4. Некоторые данные об организации и методике исследования режима работы вальцевого станка

Подопытными системами для исследования режима работы вальцевого станка были избраны I драная и 2-я размольная системы. Базой для проведения исследования явилась экспериментальная мельница ВНИИЗ. Во время исследования мельница работала на опытной схеме трёхсортного помола (20 + 30 + 25%) при переработке мягкой озимой краснотёрной пшеницы IV типа (3-й подтип).

Характеристика физических и механических свойств зерна, измельчавшегося на I драной системе, приведена в табл. 25.

Режимы измельчения на I драной системе проводились в следующей последовательности. В течение одной группы опытов станок настраивался на постоянную производительность и изменение режима осуществлялось изменением величины рабочего зазора между валками. Для других групп опытов эксперименты проводились при иных производительностях.

Длительность одного опыта, т. е. при постоянной производительности Q и величине рабочего зазора между валками δ , была принята в 10 мин. с трёхкратной повторностью. Таким образом, общая продолжительность одного режима составляла $10 \cdot 3 = 30$ мин.

Всем экспериментам предшествовало обследование механической характеристики подопытных станков, данные по которому приведены в табл. 26.

Каждая группа экспериментов, определяемая постоянной производительностью станка Q , проводилась в следующей последовательности:

1. Предварительная выверка параллельности валков и величина зазора между валками по щупу.

2. Отсчёт и запись начальных показаний статиметров при отваленном нижнем валке и работе станка вхолостую, т. е. без подачи зерна на измельчение (в этих целях снимался ремень, приводящий в движение валики питающего механизма вальцевого станка).

3. Замер и запись расхода электроэнергии на холостой ход электромотора и станка вместе с электромотором.

4. Окончательная «настройка» станка на рабочий режим с проверкой производительности (намеченных на данный день опытов) и проверка величины рабочего зазора между валками на ходу станка путём пропускания свинцовых пластинок с последующим замером их микрометром.

5. Отбор средней пробы зерна, поступающего на I драную систему, для предварительного определения влажности и проверки сортности зерна, которые производились в лаборатории ТХК мельницы.

6. Замер и запись технологических и энергетических показателей по каждому режиму измельчения зерна, т. е. при данных δ и Q , проводились в следующем порядке:

Таблица 25

Физические и механические свойства зерна, подвергавшегося измельчению на I драной системе

№ группы опытов	№ опытов	Влажность зерна (на I др. сист.) в %	Натура в г/л	Вес 1000 зёрен в г		Стекловидность в %	Зольность в %	Размеры зёрен смеси по данным ситового анализа в %					Средневзвешенная толщина зёрен смеси в мм	Работа в к/м на первом разду- шении I к зёрна	ливанием
				факти- ческий	на абсо- лютно сухое			сход с сита 2,5×20 мм	2,25×20 мм	1,75×20 мм	проход сита 1,75×20 мм				
I	1—18	16,0	747,0	31,04	25,67	60,0	1,87	55,44	26,55	14,82	3,19	2,57	380	272	378
IIa	76—98	17,3	716,5	28,72	23,75	48,8	1,83	32,0	50,0	10,4	7,6	2,50	—	—	—
II	100—112	15,9	765,0	28,32	23,82	—	1,75	24,0	54,0	14,4	7,6	2,47	380	289	362
III	181—202	16,3	772,0	31,69	26,52	61,2	1,71	43,0	40,5	11,0	5,5	2,59	289	362	378
IV	203—227	15,6	770,0	31,03	26,20	67,0	1,62	37,3	46,5	10,2	6,0	2,54	289	362	378
V	228—253	17,0	780,0	30,50	25,34	54,0	1,77	28,3	57,8	11,1	2,8	2,52	289	362	378
VI	254—277	17,0	776,0	29,52	24,50	70,2	1,7	29,6	53,12	12,8	4,4	2,51	289	362	378

1 Средневзвешенная толщина зерна определялась по данным ситового анализа как

$$d_{ср. взв.} = \frac{2,75 \cdot \text{вес схода с сита } 2,5 \times 20 \text{ мм} + 2,5 \cdot \text{вес схода с сита } 2,25 \times 20 \text{ мм} + 2,25 \cdot \text{вес схода с сита } 1,75 \times 20 \text{ мм}}{100}$$

Механическая характеристика вальцевого станка I драной системы

Наименование показателей	Фактические данные
Диаметр валков	$d = 245 \text{ мм}$
Длина валков	$L = 800 \text{ мм}$
Окружная скорость быстрого вальца	$v_6 = 6,14 \text{ м/сек}$
Окружная скорость медленного вальца	$v_m = 2,36 \text{ м/сек}$
Относительная скорость	$v_o = 3,78 \text{ м/сек}$
Число зубьев большой шестерни . .	$z_2 = 57$
Число зубьев малой шестерни . . .	$z_1 = 22$
Передаточное число	$i = 2,59$
Форма рифлей	Стандартная
Количество рифлей на 1 см	4
Уклон рифлей	6°/0
Комбинация рифлей	„Острые по острию“

- а) отбор пробы зерна, поступающего на измельчение;
 б) замер рабочего зазора между валками;
 в) запись показаний статиметров и отбор пробы продуктов измельчения;
 г) замер производительности станка.

Наряду с этим через каждые 3 мин. производилась запись показаний электроизмерительных приборов.

Методика определения производительности станка, измерения рабочего зазора и давления, испытываемого медленно вращающимся валком при измельчении, были изложены во втором разделе данной главы.

Для измерения расхода электроэнергии, потребляемой электромоторами, приводящими в движение вальцевые станки, был применён переносный комплект электроизмерительных приборов, схема которого изображена на рис. 88. Как видно из схемы, комплект состоит из трансформатора тока 1, амперметра 2, ваттметра 3, вольтметра 4 и двух добавочных сопротивлений 5 и 6. Мощность N_n , идущая на измельчение зерна, определялась как

$$N_n = N_d - N_{x.x.c.}$$

В этом выражении:

N_d — мощность на валу электродвигателя, равная $N_d = N\eta$,

где η — коэффициент полезного действия двигателя, который определялся по характеристическим кривым, полученным в результате экспериментального определения нагрузочных характеристик подопытных моторов;

N — мощность, развиваемая мотором и определяемая по потреблению энергии;

$N_{x.x.c.}$ — мощность холостого хода вальцевого станка, которая определялась экспериментально.

Определённая таким образом потребная мощность на измельчение N_n несколько условна, так как при этом не учтён прирост

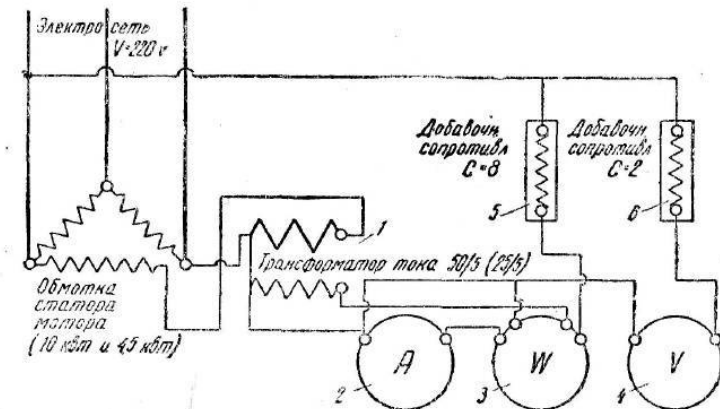


Рис. 88. Электрическая схема измерений мощности для мотора из сети при помощи переносного комплекта электроизмерительных приборов

потерь на трение в зубчатом приводе, соединяющем валки, на трение в подшипниках вальцевого станка, которые возрастают с повышением интенсивности измельчения зерна, т. е. с увеличением расхода энергии на станок.

Пробы зерна и продуктов измельчения отбирались по всей длине валков в специальный противень. Ситовые и технические анализы зерна и продуктов измельчения производились в лаборатории ТХК экспериментальной мельницы ВНИИЗ по обычным методикам в двукратной повторности. Крупнота пшеницы определялась просеиванием на штампованных металлических ситах с отверстиями $2,5 \times 20$; $2,25 \times 20$ и $1,75 \times 20 \text{ мм}$. Эти размеры сит были приняты согласно указаниям проф. Н. С. Суворова (43).

Для изучения состава схода с сита № 7 (18), поступающего на II драную систему, последний просеивался на трёх ситах с круглыми отверстиями $d=3$, $d=2$ и $d=1 \text{ мм}$. Просеивали на лабораторном рассевке-анализаторе в течение 10 мин.; каждую из четырёх полученных фракций разбирали вручную, чтобы получить оценку формы и вида частиц и замерить среднюю толщину на стоечном индикаторе с ценой деления 0,01 мм. Данные этого анализа приведены в табл. 27 и 28.

Изменение состава схода с сита № 7
измельчения на I драной системе

№ опытов	Кэф- фици- ент извлече- ния и в %	Рабочий зазор <i>в</i> между валками <i>в мм</i>	Сход с сита <i>d</i> = 3 мм	
			в % ко всему продукту	форма и размер частиц
230	2,2	2,4	83,3	Половинки зёрен $\delta = 1,5-2,1$ мм— 50% и целые зёрна $\delta = 2,2-2,6$ мм— 50%
232	5,3	2,04	66,5	Половинки зёрен $\delta = 1,5-2,1$ мм и очень немного целых зёрен $\delta = 2,0-2,2$ мм
235	7,8	1,5	55,0	Половинки зёрен $\delta = 1,5$ мм, более мелкие обломки также $\delta = 1,5$ мм
238	10,5	1,3	46,5	Половинки и четвертинки зёрен $\delta =$ $= 1,3-1,5$ мм
240	15,0	1,2	40,0	Половинки и четвертинки зёрен и небольшой процент развёрнутых поло- винок и четвертинок $\delta = 1,1-1,4$ мм
243	18,4	1,15	35,0	Половинки и четвертинки развёрну- тые $\delta = 1,0-1,4$ мм
244	28,0	1,0	26,8	Половинки и четвертинки развёрну- тые $\delta = 1,0-1,2$ мм
246	32,8	0,95	28,0	Половинки и четвертинки развёрну- тые $\delta = 0,8-1,2$ мм
248	43,0	0,85	23,0	Половинки и четвертинки развёрну- тые, а также куски развёрнутых поло- винок и четвертинок $\delta = 0,8-1,2$ мм
252	57,7	0,75	12,0	Половинки и четвертинки развёрну- тые $\delta = 0,7-1,0$ мм, а также куски развернутых половинок и четвертинок

(18) в зависимости от режима
по опытам № 230—252

Таблица 27

в % ко всему продукту	Сход с сита <i>d</i> = 2 мм	Сход с сита <i>d</i> = 1 мм	
		в % ко всему продукту	форма и размер частиц
14,5	Четвертинки зёрен и обломки $\delta =$ $= 1,4-6,0$ мм—50% и целые зёрна $\delta = 2,1-2,5$ мм—50%	—	—
28,1	Половинки, четвертинки, обломки $\delta = 1,3-1,6$ мм и очень немного целых зёрен $\delta = 1,8-2,1$ мм	—	—
35,0	Половинки, четвертинки и более мел- кие осколки $\delta = 1,4-1,5$ мм	2,2	Крупа размерами 1,2—1,3 мм
36,0	Половинки, четвертинки и более мел- кие осколки $\delta = 1,3-1,4$ мм	7,0	То же
38,5	Четвертинки и восьмушки неразвёр- нутые $\delta = 1,1-1,4$ мм	6,5	То же
35,0	Четвертинки и восьмушки, очень не- большой процент развёрнутых $\delta = 1,0-1,2$ мм	11,4	Крупа размерами 1,1—1,3 мм
29,0	Четвертинки и восьмушки $\delta = 0,8-1,2$ мм	16,5	Крупа размерами 1,1—1,3 мм
23,0	Куски развёрнутых половинок и чет- вертинок $\delta = 0,6-1,1$ мм	17,0	Крупа размерами 0,9—1,2 мм
23,5	Куски развёрнутых половинок и чет- вертинок $\delta = 0,5-1,2$ мм	10,5	Крупа размерами 0,6—1,0 мм, почти вся краснобокая
21,5	Куски развёрнутых половинок и чет- вертинок $\delta = 0,5-1,0$ мм	8,8	Драная крупа размерами 0,6— 1,0 мм, почти вся краснобокая

Изменение состава схода с сита
измельчения на I драной

№ опытов	Коэффи- циент извлече- ния η в %	Рабочий зазор a между валками в мм	Сход с сита $d = 3$ мм	
			в % ко всему продукту	форма и размер частиц
205	2,0	2,4	72,5	Небольшой процент целых зёрен $\delta = 2,2 - 2,5$ мм, основная масса — половинки зёрен $\delta = 1,5 - 2,0$ мм
209	5,2	1,6	61,5	Половинки зёрен $\delta = 1,4 - 1,7$ мм и единицы целых зёрен $\delta = 1,8 - 2,0$ мм
211	7,14	1,5	53,5	—
215	14,0	1,3	41,0	Половинки и четвертинки зёрен $\delta = 1,2 - 1,6$ мм, небольшой процент развёрнутых половинок
217	19,5	1,1	30,3	Развёрнутые половинки и четвертинки $\delta = 1,3$ мм
219	26,8	1,0	30,0	Развёрнутые половинки и четвертинки $\delta = 1,0 - 1,3$ мм
222	47,5	0,9	16,0	Развёрнутые половинки и четвертинки $\delta = 0,8 - 1,1$ мм
225	61,5	0,8	15,0	Развёрнутые половинки и четвертинки $\delta = 0,8 - 1,0$ мм

Таблица 28

№ 7 (18) в зависимости от режима
системе по опытам № 205—225

Сход с сита $d = 2$ мм		Сход с сита $d = 1$ мм	
в % ко всему продукту	форма и размер частиц	в % ко всему продукту	форма и размер частиц
23,5	Небольшой процент целых зёрен $\delta = 1,8 - 2,4$ мм, остальное—половинки и четвертинки $\delta = 1,1 - 1,8$ мм	2,0	Куупа размерами $0,7 - 1,3$ мм
27,7	Половинки и четвертинки $\delta = 1,1 - 1,7$ мм	5,6	То же
34,0	Половинки и четвертинки $\delta = 1,5$ мм	5,36	То же
35,0	Половинки и четвертинки $\delta = 1,3$ мм, развёрнутых нет	10,0	То же
36,0	Половинки и четвертинки частично развёрнутые $\delta = 1,2$ мм	13,7	То же
36,0	Половинки и четвертинки частично развёрнутые $\delta = 1,0 - 1,2$ мм	7,2	То же
30,0	Куски развёрнутых половинок и четвертинок $\delta = 0,7 - 1,1$ мм	6,5	Крупа размерами $0,6 - 1,0$ мм
23,5	Куски развёрнутых половинок и четвертинок $\delta = 0,5 - 1,0$ мм	—	—

В качестве характеристики механической прочности зерна, подвергнувшегося измельчению на вальцевом станке, нами была принята работа $A_{\text{лабор}}$, необходимая для разрушения 1 кг подопытного зерна ударным раздавливанием на лабораторном копре.

Способ и методика определения $A_{\text{лабор}}$, сущность которого излагается ниже, разработаны инж. А. Л. Шполянской в лаборатории мукомольного производства Московского технологического института пищевой промышленности (53).

Выделение зёрен для разрушения

Для определения $A_{\text{лабор}}$ образец зерна подвергался сортированию по крупноте при помощи набора плоских сит с прямоугольными отверстиями следующих размеров в миллиметрах: 3×20 ; $2,3 \times 20$; 2×20 и $1,75 \times 20$. Из полученных пяти фракций в дальнейшем использовались лишь четыре, так как пятая фракция, проход сита $1,75 \times 20$ мм, состояла из небольшого количества главным образом сечки. Выход в процентах каждой фракции заносился в специальную таблицу (см. гр. 2 табл. 29). От каждой из четырёх фракций отбирался средний образец весом в 50 г, из которого выделялось шесть-семь групп зёрен по 50 шт. в каждой. Затем каждая группа зёрен взвешивалась на технических весах и замерялись размеры зёрен на стоечном индикаторе с ценой деления 0,01 мм.

Делением веса 50 зёрен на их количество определялся средний вес одного зерна q (см. гр. 3 табл. 29).

Таблица 29

Определение работы на первичное разрушение 1 кг зерна

Наименование фракции	Выход фракции в %	Средний вес одного зерна q в г	Работа на разрушение одного зерна a в кдж	Работа на разрушение 1 кг зерна A в кдж	Удельная работа на разрушение фракции в кдж
1	2	3	4	5	6
Сход с сита в мм: 3×20 . . .	36,4	0,042	0,010	238	87,0
$2,3 \times 20$. . .	42,4	0,033	0,009	273	116,0
2×20 . . .	16,7	0,021	0,008	384	63,5
$1,75 \times 20$. . .	4,5	0,012	0,006	500	22,5
Работа на разрушение 1 кг зерна $A_{\text{лабор}}$ в кдж					289

Техника разрушения зёрен и определение величины работы разрушения одного зерна

Зёрна каждой группы разрушались индивидуально. Для этого каждое зерно укладывали на наковальню 1 лабораторного копра (рис. 89) и разрушали ударом бабы 2 копра, которую поднимали вручную. Перед разрушением зёрен для определения работы a на одно зерно предварительно устанавливалась минимальная H_{min} и максимальная H_{max} высоты подъёма бабы. Под минимальной высотой понимается высота подъёма бабы, при которой не происходит первичного разрушения зёрен; под максимальной — высота, при которой первично разрушаются все 50 зёрен группы.

Разрушение зёрен осуществлялось подъёмом бабы, начиная с H_{min} до H_{max} через равные интервалы по высоте, примерно через 3,0 см.

В табл. 30 в качестве примера занесены данные по определению Δ и H для первой фракции по табл. 29.

Пользуясь данными табл. 30, определяем средневзвешенную высоту подъёма бабы по выражению:

$$H_{\text{ср. взв}} = \frac{\sum (H \Delta)}{100 \cdot 100} \text{ м.}$$

В применении к данным табл. 30 это будет:

$$H_{\text{ср. взв}} = \frac{1042}{100 \cdot 100} = 0,1042 \text{ м.}$$

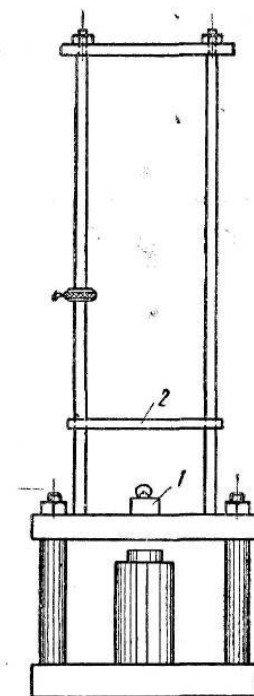


Рис. 89. Схематический чертёж лабораторного копра

Таблица 30

К определению средневзвешенной высоты подъёма бабы

Высота подъёма бабы H в см	Количество разрушенных зёрен в %	Прирост разрушенных зёрен Δ в %	$H \Delta$ см · %
2	6	6,0	12
5	24	18	90
8	44	20	160
11	68	24	264
14	80	12	168
17	98	18	308
20	100	2,0	40

Примечание. Данные, приведенные в табл. 29 и 30, заимствованы из работы Шполянской.

Так как вес бабы равняется $Q = 100 \text{ г} = 0,1 \text{ кг}$, то, следовательно, работа разрушения ударным раздавливанием одного зерна составит:

$$a_1 = 0,1042 \cdot 0,1 \cong 0,01 \text{ кгм.}$$

Аналогичным путём определяем работу разрушения одного зерна остальных трёх фракций образца и полученные данные величины работы, т. е. a_1 ; a_2 ; a_3 ; a_4 , заносим в гр. 4 табл. 29.

Техника подсчёта работы разрушения 1 кг зерна при ударе

На основании данных табл. 29 вначале определяем работу разрушения 1 кг зёрен по каждой фракции, т. е.

$$A_1 = \frac{a_1 \cdot 1000}{q_1};$$

$$A_2 = \frac{a_2 \cdot 1000}{q_2} \text{ и т. д.}$$

В частности для примера $A_1 = \frac{0,010 \cdot 1000}{0,042} = 228 \text{ кгм.}$

Величины A_1 ; A_2 ; A_3 ; A_4 заносим в гр. 5 табл. 29.

Умножив данные гр. 5 табл. 29 на процент выхода данной фракции, т. е. на данные гр. 2, получим удельную работу $A_{уд}$ на разрушение данной фракции, т. е., например, для фракции 1 $A_{y1} = 238 \cdot 0,364 = 87 \text{ кгм.}$

Сумма удельных работ, т. е. $A_{уд1} + A_{уд2} + A_{уд3} + A_{уд4}$, и представляет собой работу на разрушение 1 кг данного зерна ударным раздавливанием, т. е. $A_{лабор} = \sum_1^4 A_{уд}$.

В частности для образца зерна, измельчавшегося в группе опытов IV, величина $A_{лабор} = 289 \text{ кгм}$ (см. табл. 29).

5. Коэффициент извлечения u как основной показатель, характеризующий технологический эффект измельчения зерна (на I драной системе)

По данным ситовых анализов продуктов измельчения зерна на I драной системе для I группы опытов при удельной нагрузке $Q = 1560 \text{ кг/см}$ в сутки на рис. 90 построен график изменения гранулометрического состава продуктов прохода через сито № 7 (18), причём продукты прохода разбиты на три группы: на крупу $I_1 = I_{кр}$, дунст $I_2 = I_{д}$ и муку $I_3 = I_{м}$. Под крупой понимается продукт, характеризуемый проходом сита № 7 (18) и сходом с сита № 20 (52); под дунстами — продукт, характеризуемый проходом сита № 20 (52) и сходом с сита № 35 (VIII); под мукой — проход сита № 35 (VIII).

Рассматривая графики на рис. 90, а и б, видим, что выход крупы, дунстов и муки находится в прямой линейной зависимости от величины общего прохода через сито № 7 (18), т. е. от коэф-

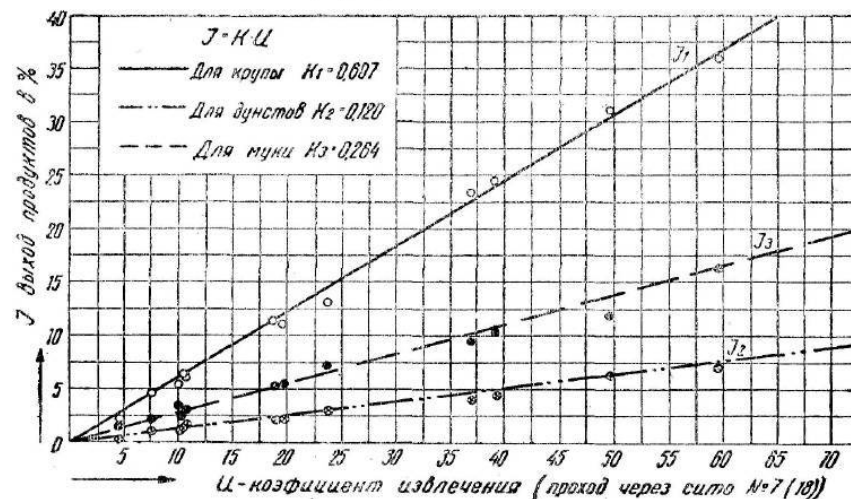
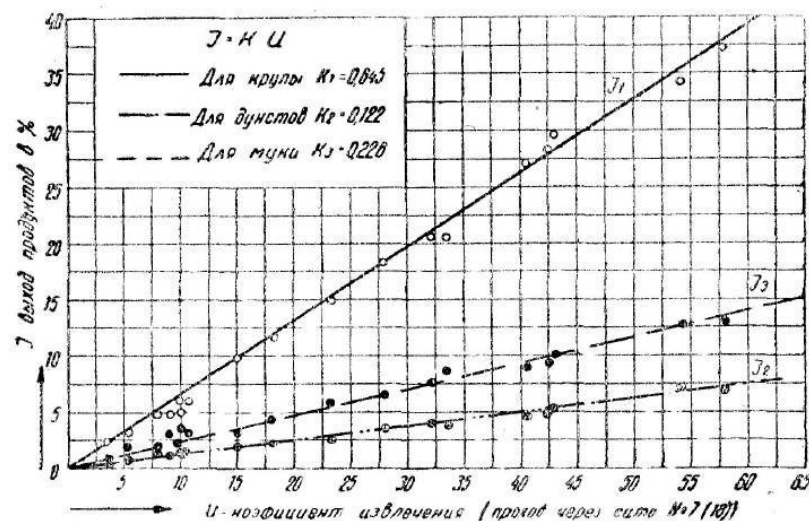


Рис. 90. Выход крупы, дунстов и муки в процентах в зависимости от коэффициента извлечения u для I драной системы

циента извлечения u , и может быть выражен линейным уравнением вида $y = kx$, где под y следует понимать I_1 , I_2 и I_3 , под x — коэффициент извлечения u , а под k — коэффициент пропорциональности, имеющий различные значения для крупы, дунстов и муки, а именно: K_1 , K_2 , K_3 .

Учитывая изложенное, мы произвели математическую обработку данных экспериментов и величины I_1, I_2, I_3 выразили в зависимости от изменения u . При этом определили коэффициенты пропорциональности K_1, K_2 и K_3 (приведённые в табл. 32) по способу наименьших квадратов (62).

Определив теоретические координаты I_1, I_2 и I_3 , помещённые в табл. 31, пользуясь вычисленными коэффициентами K_1, K_2, K_3 , выявили, что теоретически вычисленные значения I_1, I_2 и I_3 мало отличаются от величин, полученных в результате опытов.

Аналогичным путём были получены значения коэффициентов пропорциональности K для всех остальных шести групп опытов (см. табл. 32) при измельчении зерна на I драной системе.

Из анализа графиков $I = Ku$, изображённого на рис. 90, а и б, можно сделать вывод, что коэффициент извлечения u , представляющий проход через сито № 7 (18), можно принять за основной технологический показатель, характеризующий технологический эффект измельчения зерна на I драной системе. Это положение вытекает из того обстоятельства, что, зная величину коэффициента извлечения, мы имеем возможность судить о составе и количестве продуктов измельчения. Так, для данной пшеницы при постоянных факторах механической характеристики валков вальцевого станка для всех режимов соотношение количеств I_1 — крупы, I_2 — дун-

Таблица 31

Значение выходов промежуточных продуктов

№ опытов	Коэффициент извлечения u в %	Наблюдённые величины I (выход) в %			Вычисленные значения I и их отклонения ΔI от наблюдаемых в %					
		крупка I_1	дунст I_2	мука I_3	крупка I_1^1	ΔI_1	дунст I_2^1	ΔI_2	мука I_3^1	ΔI_3
15	4,3	2,25	0,55	1,50	2,61	+0,35	0,52	-0,03	1,14	-0,36
13	4,8	2,86	1,16	0,78	2,92	+0,06	0,58	+0,58	1,27	+0,49
14	7,5	4,45	1,07	1,98	4,55	+0,10	0,90	-0,27	1,98	0,0
1	10,0	5,50	1,05	3,45	6,07	+0,57	1,20	+0,15	2,64	-0,81
2	10,27	6,64	1,23	2,40	6,23	-0,41	1,23	0,0	2,71	+0,31
3	10,5	6,37	1,35	2,78	6,37	0,0	1,26	-0,07	2,76	-0,02
4	18,99	11,55	2,03	5,31	11,50	-0,05	2,28	+0,25	5,03	-0,28
6	19,3	11,27	2,1	5,93	11,70	+0,43	2,32	+0,22	5,10	-0,83
5	23,5	13,01	3,25	7,24	14,25	+1,24	2,82	-0,43	6,21	-1,03
8	37,0	23,51	4,0	9,39	22,50	-1,01	4,45	+0,45	9,73	+0,19
7	39,0	24,56	4,16	10,29	23,70	+0,86	4,68	+0,52	10,30	+0,01
9	49,88	31,32	6,74	11,72	30,30	-1,02	6,0	+0,74	13,15	+1,93
11	59,5	36,05	7,0	16,44	35,10	+0,05	7,14	+0,14	15,70	-0,74

стов и I_3 — муки по отношению к u есть постоянные величины, характеризующие коэффициентами пропорциональности K_1, K_2 и K_3 . Величины последних несколько меняются в зависимости от механических и физических показателей измельчаемого зерна.

Таблица 32

Сводная таблица значения коэффициентов в уравнении $I = Ku$ и основных физико-механических показателей измельченного зерна

№ групп опытов	№ опытов, для которых получены значения коэффициента K в уравнении $I = Ku$	Значение коэффициентов K			Производительность станка в кг/см сутки на I драной системе	Характеристика зерна, подвергнутого измельчению				Состояние рифлей
		для крупы K_1	для дунстов K_2	для муки K_3		влажность в %	стекловидность в %	вес 1000 зёрен в г	средне взвешенная толщина зёрен в мм	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
I	1—18	0,607	0,12	0,264	1560	16,0	60,0	31,4	2,57	Острые
II	100—112	0,678	0,11	0,213	692	15,9	—	28,32	2,47	„
III	76—98	0,58	0,124	0,293	712	17,3	48,8	28,72	2,50	„
IV	181—202	0,666	0,11	0,212	885	16,3	64,2	31,69	2,59	„
V	203—227	0,75	0,0836	0,170	807	15,6	67,0	31,0	2,54	Притуплённые
VI	228—253	0,67	0,133	0,204	642	17,0	54,0	30,45	2,52	„
	254—277	0,645	0,122	0,226	1580	17,0	70,1	29,5	2,51	„

Следует отметить, что инж. П. Т. Эйдуз в работе «Основные показатели режима 72%-ного помола» (56), проведённой в условиях лаборатории, впервые применил коэффициент извлечения u и указал на наличие прямой зависимости I_1, I_2 и I_3 от коэффициента извлечения u .

Аналогичные данные в отношении пропорциональности выхода промежуточных продуктов — величине общего коэффициента извлечения u (в пределах $u = 50—55\%$) и изменения их качества (зольность) получены исследованием кандидата наук С. Е. Мамбиша, проведённым во ВНИИЗ в течение 1947 г.

Как видно из графика, изображённого на рис. 91, зольность схода с сита № 7 (18) вначале, по мере роста u , падает, а затем, примерно с $u = 20\%$, начинает расти, подобное явление наблюдается и у крупы только с значительно более замедленным ростом зольности при $u > 20\%$. Зольность дунстов и муки по мере увеличения u всё время снижается, правда в сравнительно небольшой степени.

Резюмируя данный раздел, следует прийти к выводу, что для технологической оценки режима измельчения I драной системы основным показателем может служить коэффициент извлечения u . По отношению к коэффициенту извлечения следует исследовать все

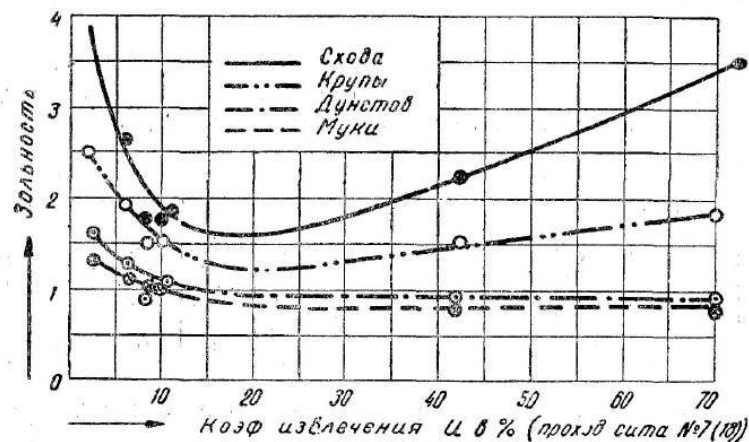


Рис. 91. График изменения зольности продуктов измельчения зерна I драной системы в зависимости от коэффициента извлечения u

остальные показатели режима измельчения зерна на I драной системе, а именно: величину рабочего зазора v между валками, величину давления p на валки и мощность на измельчение зерна N_u .

6. Зависимость коэффициента извлечения u от величины рабочего зазора v между валками

В результате опытов на I драной системе нами получен ряд значений величины коэффициента извлечения u в зависимости от величины рабочего зазора v между валками и получена зависимость $u = \varphi(v)$.

При нанесении величин u и v на координатную сетку в осях $x-y$, где по оси x отложены значения v , т. е. величины рабочего зазора между валками, а по оси y — коэффициенты извлечения u получена кривая (рис. 92), напоминающая гиперболу, уравнение которой может быть выражено как

$$u = mb^{-n} + u',$$

где m , n и u' — некоторые коэффициенты уравнения, т. е. его постоянные.

Используя для определения коэффициентов m и n метод средних, а для определения u' метод трёх точек¹, мы произвели математическую обработку данных по всем опытам, осуществлённым на

¹ К. А. Семендяев. Эмпирические формулы, 1933.

I драной системе. Результаты приведены в табл. 33, а на рис. 93 показаны кривые, характеризующие пределы изменения u от v для всех групп опытов в пределах нашего исследования.

Анализ кривой на рис. 92 в отношении отклонений наблюдаемых точек от полученной теоретической кривой, а также сравнительно небольшие изменения зависимости u от v (рис. 93) для

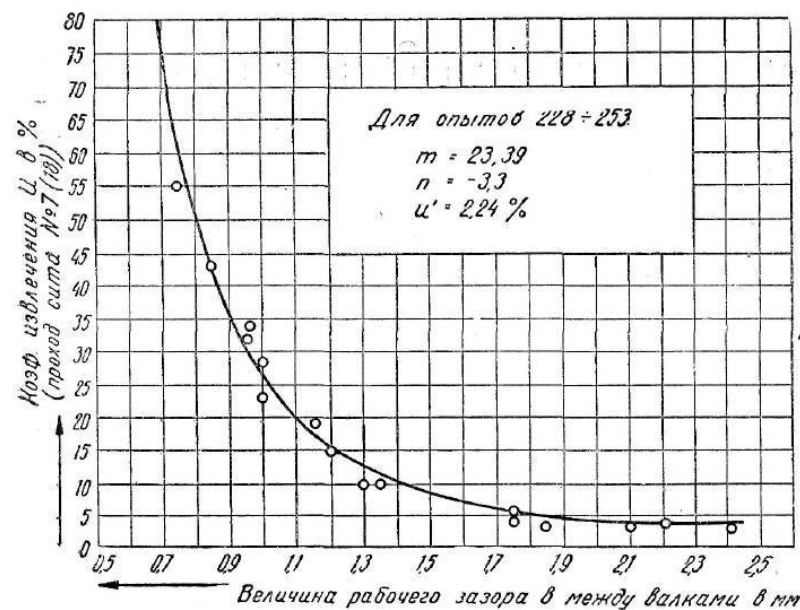


Рис. 92. График зависимости коэффициента извлечения u от величины зазора v между валками для I драной системы

всех групп опытов показывают возможность применения уравнения $u = mb^{-n} + u'$ в пределах извлечений до 55—60%.

На рис. 93 приведены графики $u = \varphi(v)$, охватывающие все опыты на I драной системе, выраженные нами уравнением вида $u = mb^{-n} + u'$. На этом же рисунке нанесены границы трёх основных режимов измельчения зерна для I драной системы.

Зона А. Зона сортовых помолов, для которых, согласно «Временным правилам организации и ведения технологического процесса мельниц Главмуки» (12), извлечение крупы должно составлять $I_{\text{крупы}} = 12,5 - 17\%$, чему для нашей подопытной пшеницы примерно соответствует коэффициент извлечения $u = 20 - 27,5\%$.

Зона Б. Зона односортовых 85%-ных помолов, для которых извлечение крупы должно составлять до $I_{\text{крупы}} = 27,5\%$, чему соответствует $u = 27,5 - 45\%$.

Зона В. Зона обойных помолов, для которых $I_{\text{обойн. муки}} = 34\%$ чему соответствует $u = 45\%$ и выше.

Как видно из рис. 93, зона А (сортовых помолов) определяется величиной рабочего зазора между валками порядка $v = 0,95 - 1,1$ мм.

Аналогичные цифры приводятся инж. Эйдузом (26). Здесь же уместно заметить, что анализ образцов схода с сита № 7 (18) показывает, что «разворачивание» зёрен начинается именно при $u = 15-20\%$, чему соответствует $v = 1,0$ мм.

Анализ графика, изображённого на рис. 93, показывает также, что при постоянных величинах диаметра валков D скорости быст-

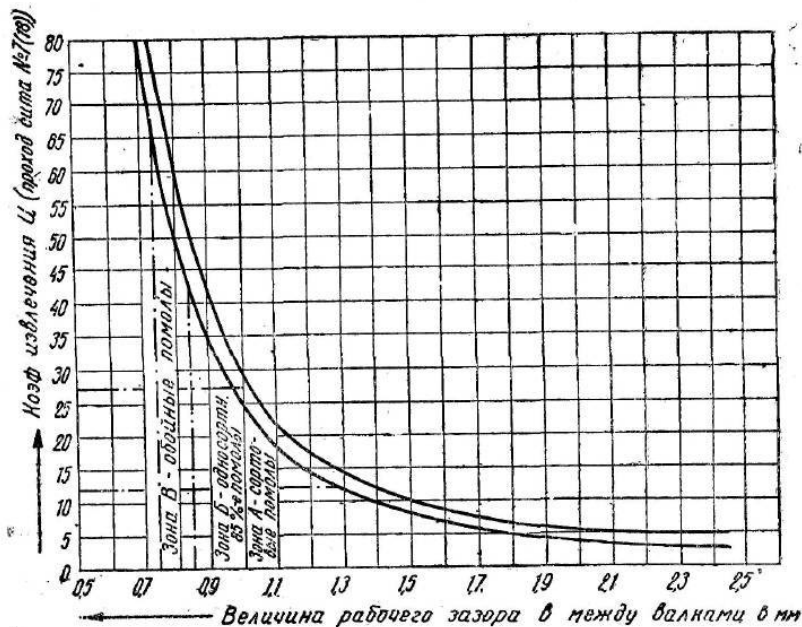


Рис. 93. Сводный график зависимости коэффициента извлечения u от величины зазора v между валками по всем опытам на I драной системе

рого и медленного валков $v_б$ и $v_м$ при примерно постоянных сорте, влажности и размерах зерна, одинаковом состоянии рабочих поверхностей валков (в отношении «остроты» рифлей) колебания величины u при одних и тех же значениях v не зависят от производительности станка. Так, для зоны А (сортовых помолов) колебание выражается величиной $\Delta u_A = 2-3\%$ для значения $v_A = 0,95-1,1$ мм; для зоны Б 85%-ных односортовых помолов, характеризуемых величиной $v_B = 0,85-0,95$ мм, колебание несколько больше — $\Delta u_B = 3-5,5\%$ и, наконец, наиболее высокое колебание $\Delta u_V = 5,5-12\%$ имеется в зоне обойных помолов, характеризуемых величиной рабочего зазора $v_B = 0,75-0,85$ мм.

Некоторые причины, влияющие на колебания u при одной и той же величине рабочего зазора v и на характер кривой $u = mv^{-n} + u'$, т. е. на её расположение относительно осей координат, разбираются ниже, при анализе коэффициентов m , n и u' , сведённых (для всех опытов) в табл. 33.

Таблица 33

Сводная таблица значений коэффициентов в уравнении $u = mv^{-n} + u'$ и основные физико-механические показатели измельчённого зерна

№ группы опытов	№ опытов	Значения постоянных в уравнении $u = mv^{-n} + u'$			Производительность станка в кг/см/сутки	Влажность в %	Стекловидность в %	Вес 1000 зёрен в г	Средне-взвешенная толщина зерна в мм	Состояние рифлей
		m	n	u' в %						
I	1—18	24,8	—3,64	2,7	1560	16,0	60,0	31,4	2,57	Острые
II	100—112	23,6	—3,4	2,1	692	15,9	—	28,32	2,47	„
III	181—202	25,04	—3,74	3,9	885	16,3	64,2	31,69	2,59	„
IV	203—227	25,94	—3,62	2,26	807	15,6	67,0	31,0	2,54	Притуплённые
V	228—253	23,39	—3,3	2,24	642	17,0	54,0	30,45	2,52	„
VI	254—277	25,0	—3,04	2,7	1580	17,0	70,9	29,5	2,51	„

Анализируя данные этой таблицы, можно сделать некоторые выводы.

Физический смысл коэффициента u' . Полагаем, что u' представляет собой минимальный коэффициент извлечения, показывающий, какой процент крупы, дунстов и муки «выкрашивается» при первичном разрушении зерна, лежащего на медленном валке, за счёт удара по нему рифлей быстрого валка при величине рабочего зазора v между валками, близком или даже равном поперечному размеру зерна, т. е. его ширине либо толщине (в зависимости от того, как лежит зерно на медленном валке в момент удара).

Физический смысл коэффициентов m и n . Для суждения о природе коэффициентов m и n уравнение $u = mv^{-n} + u'$ удобнее представить в виде:

$$u = \frac{m}{v^n} + u'.$$

Анализ этого уравнения показывает, что коэффициент m есть не что иное, как приращение коэффициента извлечения u по отношению к минимальному проценту извлечения u' (т. е. к коэффициенту извлечения, соответствующему первичному разрушению зерна) при величине рабочего зазора между валками $v = 1$ мм. Действительно, при любом значении коэффициента n и $v = 1$ значение $v^n = 1^n = 1$ и уравнение примет вид:

$$u = m + u'.$$

Можно предполагать, что величина коэффициента m в значительной степени зависит от размеров измельчаемых зёрен, т. е. чем крупнее зерно, тем большее значение будет иметь и коэффициент m . Последнее является логическим следствием того, что более крупное зерно после первичного разрушения разрушится на более крупные части, а следовательно будет большее количество повторных разрушений частиц зёрен, имеющих большие размеры, чем величина рабочего зазора между валками $v = 1$ мм.

Справедливость данного положения видна из сравнения групп опытов II и III (см. табл. 33). Для группы опытов II зерно более мелкое, чем для группы III, и соответственно $m_{II} = 23,6$, а $m_{III} = 25,04$. Влияние размеров зёрен на коэффициент извлечения отмечает и Скотт (58). Он приводит такие данные при $v = \text{const}$ извлечение, под которым он понимает проход через сито № 8 (20), при размоле крупной пшеницы размерами $l \times a \times b = 6,94 \times 3,94 \times 3,0$ мм составило $u = 32,2\%$, а при размоле мелкой пшеницы размерами $l \times a \times b = 6 \times 3,32 \times 2,8$ мм извлечение равнялось $m = 30,26\%$.

Прочность эндосперма, а также его хрупкость, зависящая в определённой степени от влажности, также влияют на значение коэффициента m , т. е. чем больше хрупкость, чем суше эндосперм, тем большее значение должен иметь коэффициент m . В табл. 34 приведены значения коэффициента m и влажности зерна в процентах, которые наглядно показывают рост величины m при снижении влажности зерна в группах опытов III, IV и V.

Таблица 34

Изменение коэффициента m в зависимости от влажности зерна

№ группы опытов	Значение коэффициента m	Влажность зерна в %	Вес 1000 зёрен в г
V	23,39	17	30,45
III	25,04	16,3	31,69
IV	25,94	15,6	31,00

Изменение извлечения с изменением влажности зерна отмечается и Скоттом. Так, в разделе «Влияние влажности и твёрдости пшеницы на извлечение» (58) им приведён такой пример: «В одном из опытов с Манитобой колебание влажности было от 11,4 до 16%, при этом извлечение на I драной системе уменьшалось с 49,6 до 42%; это указывает, что среднее снижение извлечения составляло 1,5% на каждый процент влажности».

В нашем случае изменение коэффициента m на каждый процент влажности составило:

$$\Delta m = \frac{25,94 - 23,39}{17,0 - 15,6} = 1,7\%$$

Несомненно, что на величину коэффициента m также влияет и ряд других факторов, как-то: сорт зерна, состояние рабочих поверхностей валков, относительная скорость валков и другие, но исследование влияния этих факторов на величину коэффициента извлечения, а следовательно, и на величины коэффициентов m , n и u' , мы перед собой не ставили.

Влияние производительности на коэффициент извлечения. Исследование зависимости $u = \varphi(v)$ производилось нами для производительности от $Q_{\min} = 642$ кг/см в сутки до $Q_{\max} = 1580$ кг/см в сутки, причём для одних и тех же значений v никакого изменения коэффициента извлечения u от изменения производительности, т. е. Q , не наблюдалось. Это хорошо иллюстрирует значения коэффициентов m и n групп опытов I и II, в которых зерно было почти одинаково по основным показателям, т. е. по влажности, абсолютному весу, стекловидности, средневзвешенной толщине $d_{\text{ср. взв.}}$ зерна (см. табл. 33). Производительности при этом имели резкое отличие, так, $Q_I = 1560$ кг/см в сутки, а $Q_{II} = 692$ кг/см в сутки.

Значения коэффициентов m и n составили: $m_I = 24,8$, а $m_{II} = 25,04$; $n_I = 3,64$ и $n_{II} = 3,74$.

Расхождение и довольно большое имеется лишь для коэффициента u' , а именно: $u'_I = 2,7\%$, а $u'_{II} = 3,9\%$.

Отсутствие влияния производительности на величину коэффициента извлечения u для I драной системы является следствием наличия индивидуального разрушения каждого зерна в рабочем зазоре между валками, в чём нетрудно убедиться, сделав простой расчёт количества зёрен, проходящих на 1 см² пробегающей поверхности валков.

В практике мельниц иногда наблюдается некоторое изменение коэффициента извлечения u при изменениях производительности. Это происходит в тех случаях, когда предварительное натяжение пружин штурвального механизма вальцевого станка несколько менее усилия от размола зерна на медленный валок, вследствие чего может быть изменение величины рабочего зазора между валками при изменении производительности станка. За счёт этого и меняется несколько коэффициент извлечения, т. е. за счёт изменения величины рабочего зазора между валками.

Некоторые выводы. Оперативное изменение режима измельчения зерна на вальцевом станке достигается изменением величины рабочего зазора между валками. В ряде пособий по технологии мукомольного производства приводятся данные, показывающие, что при изменении величины рабочего зазора между валками меняется и коэффициент извлечения u , но функционально эти величины не связаны. Например, по данным инж. Эйдуca (28), эта зависимость выражена графиком, изображённым на рис. 82, который не даёт чёткого представления о характере изменения коэффициента извлечения u в зависимости от изменения величины рабочего зазора v между валками.

В учебном пособии Скотта (58) приведён график, изображённый на рис. 87, который показывает характер изменения

и от *в*, но математической зависимости $u = \varphi(v)$ не приведено. Кривая $u = \varphi(v)$, приведённая у Скотта, аналогична кривым $u = mv^{-n} + u'$, полученным в результате нашего исследования.

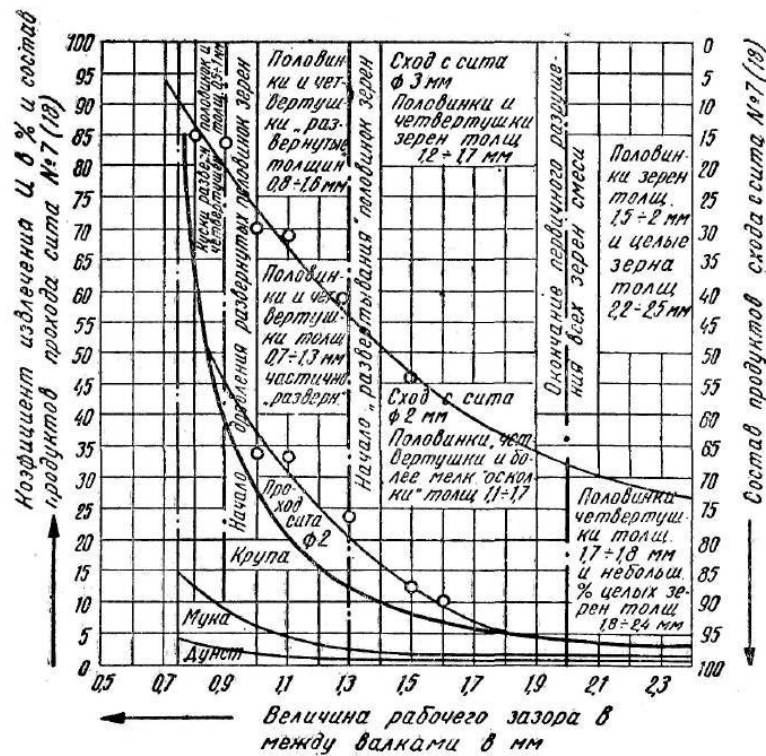


Рис. 94. График динамики степени измельчения зерна в зависимости от зазора δ между валками для I драной системы

Нами установлена и показана прямо пропорциональная зависимость выходов крупы I_1 , дунстов I_2 и муки I_3 от величины коэффициента извлечения u , следовательно, можно получить уравнения:

$$\begin{aligned} I_{\text{крупы}} &= K_1 (m \cdot v^{-n} + u'); \\ I_{\text{муки}} &= K_2 (m \cdot v^{-n} + u'); \\ I_{\text{дустов}} &= K_3 (m \cdot v^{-n} + u'). \end{aligned}$$

Пользуясь этими уравнениями, зная величину v и значения коэффициентов K_1, K_2, K_3 , а также m, n и u' для каждого зерна и данной механической характеристики рабочих органов вальцевого станка, можно сразу определить примерные проценты выхода крупы, дунстов и муки на I драной системе, не прибегая к детальному ситовому анализу.

На рис. 94 построен график динамики степени измельчения зерна в зависимости от величины рабочего зазора между валками. На графике построена теоретическая кривая коэффициента извле-

чения соответственно данной группе опытов. Выше этой кривой по опытным точкам приближённо нанесены две кривые, делящие весь сход с сита № 7 (18) на три части, а именно: на сход с сита $d=3$ и $d=2$ мм и проход сита $d=2$ мм. Характеристики продуктов, соответствующие этому делению, кратко указаны на графике, а более подробно приведены в табл. 27 и 28.

Ниже кривой коэффициента извлечения по уравнениям

$$I_1 = K_1 \cdot u; I_2 = K_2 \cdot u \text{ и } I_3 = K_3 \cdot u$$

построены кривые выхода крупы, муки и дунстов в зависимости от α .

Графики динамики степени измельчения зерна наглядно показывают изменение состава продуктов измельчённого зерна в зависимости от δ зазора между валками.

Кроме того, на графике чётко видны границы изменения качества дробления с изменением v , а именно: граница окончания первичного дробления соответствует $v = 2,0$ мм, граница начала «развёртывания» половинок зёрен находится в пределах $v = 1,2—1,3$ мм и граница начала дробления «развёрнутых» зёрен $v = 0,9$ мм, т. е. интенсивного дробления не только эндосперма, но и оболочек зерна. Конечно, вышеуказанные величины границ v для зёрен разных размеров по толщине и ширине будут несколько меняться; приведённые величины справедливы лишь для нашего подопытного зерна.

7. Зависимость величины давления p и расхода энергии от степени измельчения зерна на I драной системе

На рис. 95 нанесены для одной из групп опытов на I драной системе в прямоугольных осях координат значения коэффициента извлечения u и полученные из опытов соответствующие им значения давлений p в кг/см длины медленно вращающегося валька. Из рис. 95 видно, что кривая, проведенная по опытным точкам, по своему характеру является гиперболой с асимптотами, параллельными осям координат, и свидетельствует о функциональной зависимости $p = f(u)$.

Математически данная гипербола может быть выражена эмпирическим уравнением:

$$p = \frac{u}{a + bu},$$

где a и b — постоянные величины — коэффициенты этого уравнения.

Зависимость величины p от u для всех групп опытов на I дра-
ной системе представлена графиками, изображёнными на рис. 96.

При решении уравнения $p = \frac{u}{a+b}$ коэффициенты a и b определены методом средних (62); их значения приведены в табл. 35.

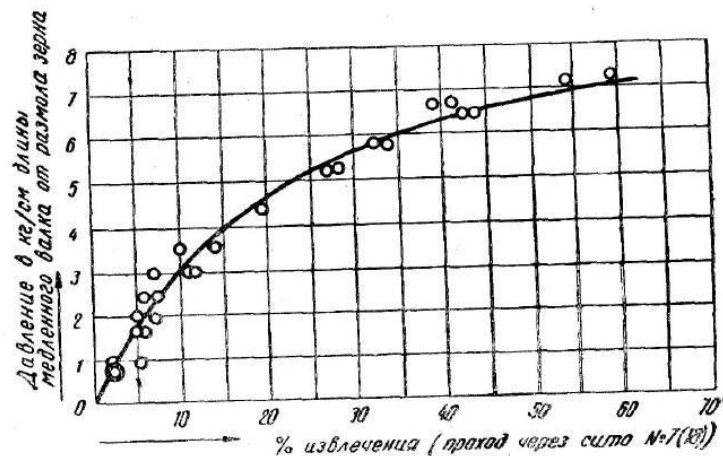


Рис. 95. Зависимость давления p от коэффициента извлечения u для I драной системы

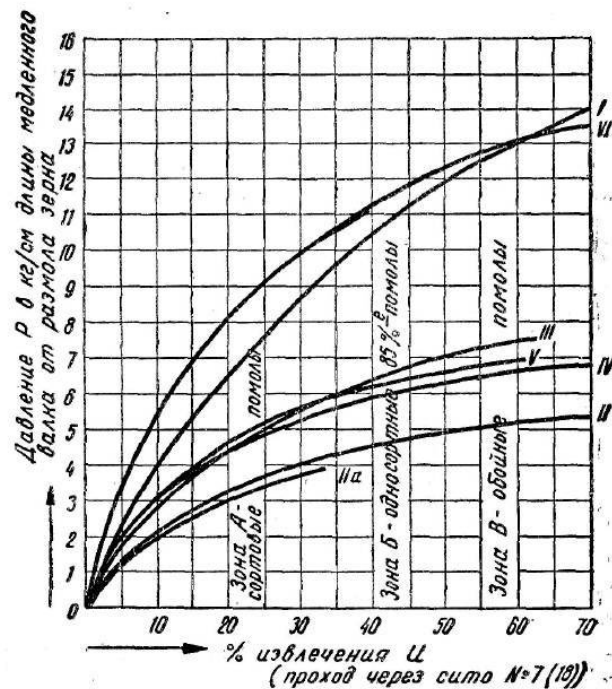


Рис. 96. Сводный график зависимости давления p от коэффициента извлечения u для всех групп опытов на I драной системе

Таблица 35

Сводная таблица значений коэффициентов в уравнении $p = \frac{a}{a + bu}$ и величины абсолютных давлений на 1 см длины вала при различных режимах измельчения

№ группы опытов	№ опытов	Значения постоянных в уравнении		Производительность в кг/см	Характеристика измельчаемого зерна				Состояние рифлей	Пределы величины давлений p в кг/см		
		a	b		влажность в %	стекловидность в %	вес 1000 зерен в г	средне-взвешенная толщина		для зоны высоко-сортовой муки	для зоны 85%-ного помола	для зоны обойного помола
I	1-18	2,25	0,04	1560	16,0	60,0	31,4	2,57	Острые	6,55-8,2	8,2-11,1	11,1-13,85
II	100-112	3,41	0,138	692	15,9	-	28,32	2,47	"	3,25-3,82	3,82-4,68	4,68-5,35
IIa	76-98	3,7	0,139	712	17,3	48,8	28,72	2,5	"	3,09-3,66	3,66-4,52	4,52-5,2
III	181-202	2,81	0,0895	885	16,3	64,2	31,69	2,59	"	4,35-5,22	5,22-6,57	6,57-7,7
IV	203-227	2,2	0,117	807	15,6	67,0	31,0	2,54	Притуплен-ные	4,4-5,07	5,07-6,02	6,02-6,72
V	228-253	2,2	0,108	642	17,0	54,0	30,45	2,52	"	4,5-5,3	5,3-6,36	6,36-7,18
IV	254-277	1,368	0,0543	1580	17,0	70,0	29,5	2,51	"	8,16-9,6	9,6-11,8	11,8-13,5

1 Зоны помолов приняты для следующих значений коэффициентов извлечения;

A — сортовые помолы — $u_A = 20-27,5\%$;

B — 85%-ные односортовые — $u_B = 27,5-45\%$;

B — обойные — $u_B = 45-70\%$.

В табл. 35, кроме того, приведены показатели физических свойств измельчённого зерна, производительности станка, состояния рабочих поверхностей валков (т. е. степень остроты рифлей), а также вычислены величины давлений для трёх основных зон помолов, т. е. для выработки муки высосортной, 85%-ной и обойной.

Анализ табл. 35 и сводного графика, приведённого на рис. 96, показывает прежде всего довольно значительное различие коэффициентов a и b и кривых давлений для групп опытов I—III по сравнению с группами IV—VI; так, из сравнения групп опытов I—VI, для которых производительность примерно была одинакова, а именно $Q_1 = 1560 \text{ кг/см}$ в сутки, а $Q_{VI} = 1580 \text{ кг/см}$ в сутки, видно, что $a_1 = 2.25 > a_{VI} = 1.368$, $b_1 = 0.04 < b_{VI} = 0.0543$.

Если сравнить данные абсолютных величин давлений для этих же групп опытов, могущих иметь место в зоне сортовых помолов, то видно, что $P_1 = 6.55 - 8.2 \text{ кг/см} < P_{VI} = 8.16 - 9.6 \text{ кг/см}$. Последнее не является случайным, так как измельчение зерна для групп опытов I—III производилось на валках, проработавших примерно 300 час. машинного времени после нарезки рифлей, а группы опытов IV—VI на тех же валках, но после того, как они проработали ещё примерно 260 час. машинного времени; следствием этого частично и появились изменение коэффициентов a и b и повышение давления для групп опытов IV—VI. Кроме того, на увеличение давления в группах опытов IV—VI по сравнению с группами опытов I—III повлияло, повидимому, различие в физических свойствах измельчаемого зерна, так как для групп опытов I—III подопытное зерно было урожая 1945 г. (длительно хранившееся), а в группах опытов IV—VI измельчалось свежесобранное зерно урожая 1946 г., более упругое. Это, конечно, не могло не сказаться на увеличении давления.

Влияние влажности на величину давления выявить не удалось, во-первых, по причинам, указанным выше (различие подопытного зерна), а во-вторых, из-за отсутствия парных групп опытов при одних и тех же производительностях. Результаты опытов II и III мы не считаем достаточными для выводов.

О влиянии производительности на величину давления можно сказать, что давление прямо пропорционально производительности в случае постоянства таких факторов, как диаметр и окружная скорость валков, форма и состояние рифлей, а также физические и механические свойства измельчаемого зерна.

При нанесении на координатную сетку выявленных в опытах величин мощностей на измельчение N_u (отнесённых к 1 см длины валка) в зависимости от коэффициента извлечения u была получена гиперболическая кривая (рис. 97), похожая на кривую давления. Однако выразить уравнение этой кривой эмпирической формулой $y = \frac{x}{a+bx}$ не удалось. Зависимость $N_u = \zeta(u)$ была представлена уравнением вида:

$$N_u = \frac{u}{c+du} + tu + K.$$

На рис. 97 нанесены теоретическая кривая $N_u = \zeta(u)$ и экспериментальные значения мощностей, полученных для различных величин u . По экспериментальным данным для всех опытов, проведённых на I драной системе, приведены кривые, изображённые на рис. 98. Графики показывают изменения N_u от u . Математическая обработка—решение приведённого уравнения—позволила определить значения коэффициентов C, d, t и K , которые приведены в

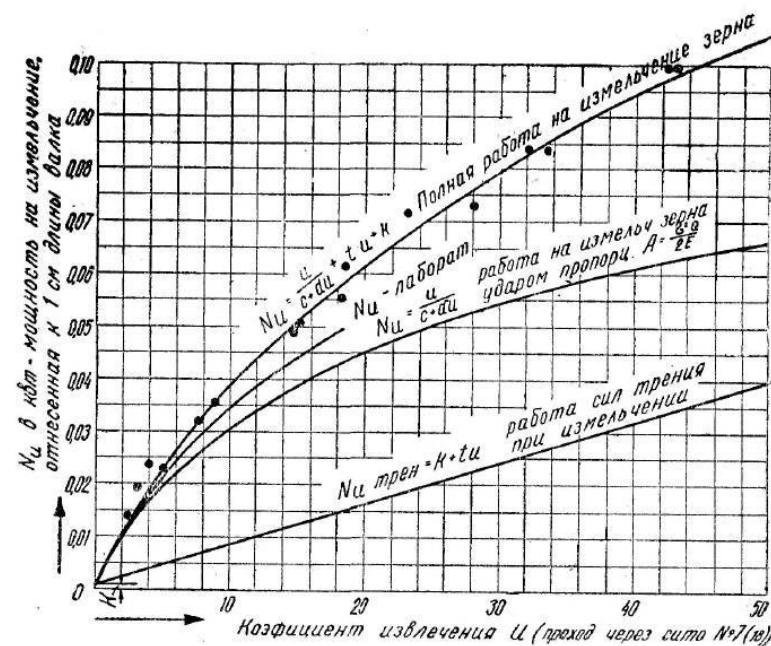


Рис. 97. График анализа уравнения мощности при измельчении зерна на I драной системе

табл. 36. В этой же таблице приведены основные показатели физических и механических свойств измельчённого зерна, производительности станка, состояние рабочих поверхностей валков, а также величины пределов мощностей, потребных на станок с валками длиной $L = 1000 \text{ мм}$ для трёх основных зон помолов.

Кроме того, в гр. 12 и 13 табл. 36 указаны величины работы A в килограммометрах для первичного разрушения ударным раздавливанием 1 кг зерна. При этом в гр. 12 даны значения работы на измельчение 1 кг зерна, полученные канд. наук А. Л. Шполянской (53), разрушением зёрен на лабораторном копре. В гр. 13—величины работы на разрушение 1 кг зерна, вычисленные по уравнению $N_u = \frac{u}{c+du} + 0.5$ K для значения $u = 5\%$, которое можно считать коэффициентом извлечения, соответствующим первичному разрушению зёрен смеси для нашей подопытной пшеницы.

Сводная таблица значений коэффициентов в уравнении $N_a = \frac{u}{C+du} + tu + K$ и величины мощности в зависимости от режима измельчения для станка с валками длиной в 1 м

и величины мощности в зависимости от режима для станка с валками длиной в 1 м																				
№ группы опытов	№ опытов	Значение коэффициентов в уравнении $N_a = \frac{C+du}{t} + tu + K$				Производительность станка в кг/см в сутки			Характеристика зерна, подвергнувшегося измельчению				Работа $A_{\text{теор}}$ пер-винутого разрушения 1 кг зерна в км		$\frac{A_{\text{лабор}}}{A_{\text{теор}}}$		Состояние рифлей	Пределы величин мощностей N_a в кВт на станок с длиной валков $L=1$ м		
		C	d	t	K	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		18		
						влажность в %	стекловидность %	вес 1000 зёрен в г	средне-взвешенная толщ. в мм	работа A разрушения (удара) 1 кг зерна в км	Работа $A_{\text{теор}}$ пер-винутого разрушения 1 кг зерна в км	$\frac{A_{\text{лабор}}}{A_{\text{теор}}}$			для зоны сортовых помолов	для зоны 85%-ных помолов	для зоны односортовых помолов	для зоны обойных помолов		
I	1—18	225	4,0	0,00162	0,038	1560	16,0	60,0	31,4	2,57	380	225,0	1,69	Острые	14,0—16,5	16,5—22,2	22,4—29,0			
II	100—112	341	13,8	0,00095	0,0005	692	15,9	—	28,32	2,47	272	157,0	1,73	"	5,2—6,4	6,4—9,0	9,0 и более			
IIa	76—98	370	13,9	0,00068	0,0195	712	17,3	48,8	28,72	2,50	—	262,0	—	"	6,5—7,5	7,5—9,8	9,8 и более			
III	181—202	281	8,95	0,0009	0,0205	885	16,3	64,2	31,69	2,59	380	258,0	1,47	"	8,3—9,9	9,9—13,0	13,0—16,4			
IV	203—227	220	11,7	0,0007	0,004	807	15,6	67,0	31,0	2,54	289	198,5	1,46	Притуплённые	6,25—7,3	7,3—9,4	9,4—12,0			
V	228—253	220	10,8	0,0008	0,0006	642	17,0	54,0	30,45	2,52	362	252,0	1,44	"	6,25—7,7	7,7—10,2	10,2—12,8			
VI	254—277	136,8	5,43	0,00172	0,014	1580	17,0	70,0	29,5	2,51	378	212,0	1,77	"	13,2—15,9	15,9—21,2	21,2—27,2			

* Первое разрушение определяется по изменению трещин.

Из сопоставления отношений величин $A_{\text{лабор}}$ к $A_{\text{теор}}$, приведённых в гр. 14 табл. 36, видно, что это отношение довольно постоянно и равно в среднем 1,56. Последнее обстоятельство, на наш взгляд, весьма ценно, так как оно намечает пути предварительных лабораторных определений энергетических показателей зерна, подлежащего измельчению, по которым можно ориентировочно определять работу на измельчение данного зерна и давление, которое будут испытывать валки вальцевого станка.

Не прибегая к детальному анализу физической сущности уравнения мощности, который сделан в разделе 8 данной главы, заметим лишь следующее: в уравнении $N_a = \frac{u}{C+du} + tu + K$ первый

член, т. е. $\frac{u}{C+du}$, выражает ту часть работы на измельчение, которая расходуется на ударное раздавливание зерна рифлями валков, и величина её может быть определена исходя из гипотезы Кика. Второй член, т. е. tu , выражает работу сил трения частиц зерна о валки и друг о друга. Третий член K выражает работу внутренних сил трения сдвига зерна при его первичном разрушении.

Влияние влажности

Для суждения о влиянии влажности зерна на значение коэффициентов уравнения мощности хорошо сравнить группы опытов II и IIa. Из этих опытов видно, что при влажности зерна группы IIa в 17,3% против более сухого зерна группы II, влажность которого 15,9%, и при почти одинаковых производительностях, а именно $Q_{II}=692$ кг/см в сутки и $Q_{IIa}=712$ кг/см в сутки, общее увеличение мощности произошло за счёт увеличения работы на трение сдвига, так как мы видим, что $K_{II}=0,0005$ — сухое зерно $< K_{IIa}=0,0195$ — влажное зерно. Работа же ударного раздавливания, определяемая коэффициентами C и d , для влажного зерна, наоборот, убавилась, так как $C_{IIa}=370 > C_{II}=340$ и $d_{IIa}=13,9 > d_{II}=13,8$, т. е. давление, испытываемое медленным валком, также убавилось для влажного зерна, в то время как общая мощность на измельчение влажного зерна возросла.

Это положение давно замечено. Так, по данным Пенса видно, что для мягкой пшеницы при влажности 15% усилие раздавливания одного зерна составило 7,22 кг, а при влажности 16% — 6,91 кг. По данным инж. Чистова (52), также для мягкой пшеницы при влажности зерна 14,6% усилие статического раздавливания одного зерна 9,0 кг, а при влажности 15,5% — лишь 6,3 кг, в то время как из практики мельниц известно, что при помол влажного зерна потребная мощность всегда больше, чем для помола сухого зерна.

Влияние степени притуплённости рифлей

Изменение коэффициентов C , d и K в уравнении мощности в связи с притуплением рифлей хорошо видно из сопоставления групп опытов I—VI, где при почти одинаковых производительности

стях $Q_I = 1560 \text{ кг/см}$ в сутки и $Q_{VI} = 1580 \text{ кг/см}$ в сутки для группы опытов VI мы имеем большую работу на ударное раздавливание. Действительно, $C_V = 136,8 < C_I = 225$, в то время как работа на трение сдвига заметно упала: $K_{VI} = 0,014 < K_I = 0,038$.

Притупление рифлей сказалось и на технологических показателях, а именно: выход муки для группы опытов VI при работе с притупленными рифлями составил $I_{MV} = 0,204$ и, т. е. меньше, чем при работе с острыми рифлями для группы опытов I, где $I_M = 0,264$ и.

Зависимость мощности от производительности

Для выявления зависимости величины мощности от производительности сравним данные по группам опытов I и III, где при одинаковом состоянии рифлей, почти одинаковой влажности (16 и 16,3%) и примерно одинаковых других физических и механических показателях измельчаемого зерна имелось резкое различие в производительности, а именно: $\frac{Q_I}{Q_{III}} = \frac{1560}{885} = 1,76$.

Отношения мощностей, потребных на измельчение зерна при различных помолах, приведены в табл. 37.

Таблица 37

Наименование (зон) помолов	$\frac{N_I \text{ нижний}}{N_{III} \text{ предел}}$	$\frac{N_I \text{ верхний}}{N_{III} \text{ предел}}$
Выработка высоких сортов муки	$\frac{1,4}{8,3} = 1,69$	$\frac{16,5}{9,9} = 1,67$
Выработка 85%-ной муки	$\frac{16,5}{9,9} = 1,67$	$\frac{22,4}{13} = 1,72$
Обойные помолы . . .	$\frac{22,4}{13} = 1,72$	$\frac{29}{16,4} = 1,77$

Из табл. 37 видно, что увеличение работы на измельчение зерна или развиваемая при этом мощность прямо пропорциональны производительности.

Характер изменения удельного расхода энергии на измельчение в зависимости от коэффициента извлечения u

Характер кривых уравнения мощности в случае измельчения зерна на I драной системе показывает, что удельный расход энергии на получение каждого процента драной муки падает по мере роста коэффициента извлечения u . На рис. 98 кривая мощности «зату-

хает» по мере роста u , а выход муки I_M находится в прямой зависимости от u — $I_M = K_3 u$.

Аналогичное явление отмечается К. П. Фроловым и другими в работе «Измельчение эндосперма пшеницы на гладких и рифлёных валках» (31). Указанные авторы установили, что «понижение режима дранья» влечёт за собой снижение удельного расхода энергии на каждый процент муки, получаемый на драных системах.

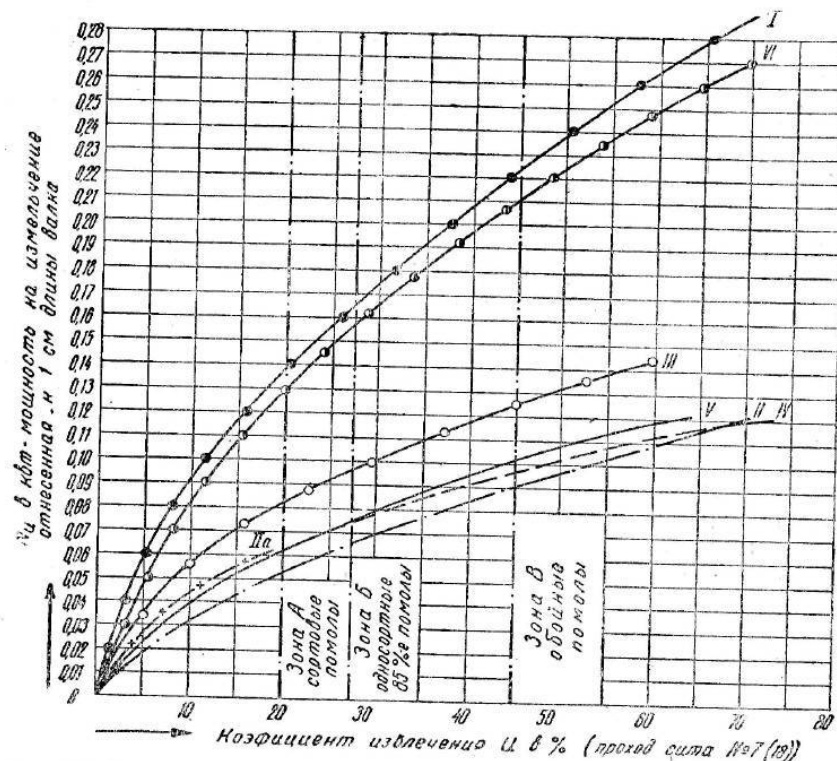


Рис. 98. Сводный график зависимости мощности на измельчение зерна в зависимости от коэффициента извлечения для всех групп опытов по I драной системе

Понижение удельного расхода энергии по мере роста коэффициента извлечения на получение каждого процента драной муки является следствием «затухающего» характера изменения величины работы удара при раздавливании зёрен, выраженного нами членом $\frac{u}{C+du}$. Как говорилось выше, выражение $\frac{u}{C+du}$ учитывает работу измельчения, величину которой можно определить исходя из гипотезы Кика, при однократном пропуске зерна между валками I драной системы, но многократном воздействии рабочих поверхностей валков на зерно.

В этом отношении справедливо суждение доц. А. В. Панченко о многократности дробления продуктов измельчения зерна при

прохождении его между валками вальцевого станка и возможности определения работы разрушения исходя из гипотезы Кика, высказанное им в 1934 г. в работе «Сверхамериканские скорости вальцевых станков» (36). Так, на стр. 12 своей работы А. В. Панченко величину удельной работы на раздавливание зерна выражает зависимостью вида.

$$T_y = \frac{z}{p} \cdot \frac{K^2}{2E},$$

где K — временное сопротивление сжатию;

E — модуль нормальной упругости;

$\frac{z}{p}$ — коэффициент, учитывающий кратность дробления и убывание объёма частицы, подвергающейся измельчению во время пропуска между валками вальцевого станка.

8. Рабочая гипотеза механики процесса измельчения зерна на I драной системе и физический смысл уравнений измельчения, давления и расхода энергии

На рис. 99 а, б, в, г, д и е изображена разработанная автором на основании детального анализа продуктов измельчения схема разрушения зёрен при измельчении их на I драной системе (абсолютные величины показателей режима измельчения взяты из опытов V).

Рисунок показывает, что пространство между валками, в котором происходит разрушение зерна, представляет собой клиновидную щель, образованную цилиндрическими поверхностями медленно- и быстровращающихся валков, наклоненную к горизонту под углом в $43-45^\circ$. Предположим, что зерно, упав на медленно-вращающийся валок, вначале будет двигаться вместе с ним; когда величина зазора между валками станет близкой к размеру зерна, рифля быстровращающегося валка ударит по зерну и разрушит его на n частей. Направление удара будет по нормали к ударяющей поверхности и к той, на которой лежит разрушаемое тело.

При размере рабочего зазора z несколько меньшем, чем размер зерна (см. режим I) по толщине либо ширине, происходит первичное разрушение зёрен смеси. При этом основная масса зёрен разрушается по опасному сечению строительной конструкции зерна, т. е. по линии, соединяющей бороздку со спинкой.

Характеристика частиц состава схода с сита № 7 (18) для режима I, в котором $u = 2,5\%$ и $z = 2,4$ мм, показывает, что 50% схода состоит именно из половинок зёрен и примерно 50% — из целых зёрен, имеющих размер поперечного сечения менее 2,6 мм. Мелкие продукты в количестве 2,5%, т. е. крупа, дунст и мука, полученные при этом режиме, являются ни чем иным, как коэффициентом u' в уравнении $u = mv^{-n} + u'$, т. е. количеством мелких частиц, выкрошившихся при первичном разрушении ударным сжатием.

Так как процесс разрушения при данном режиме происходил по линии, соединяющей центры валков, то, очевидно, что

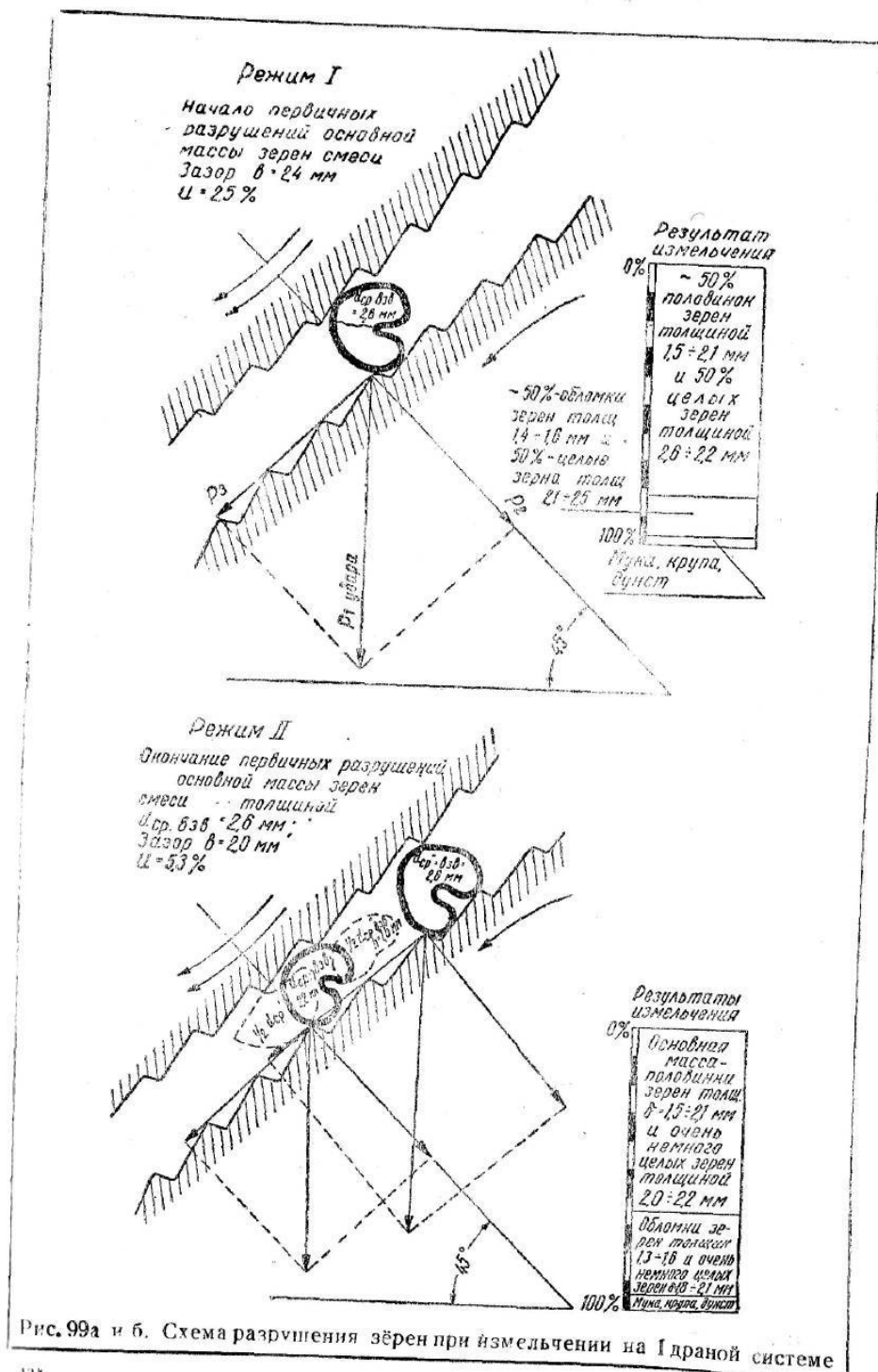


Рис. 99а и б. Схема разрушения зёрен при измельчении на I драной системе

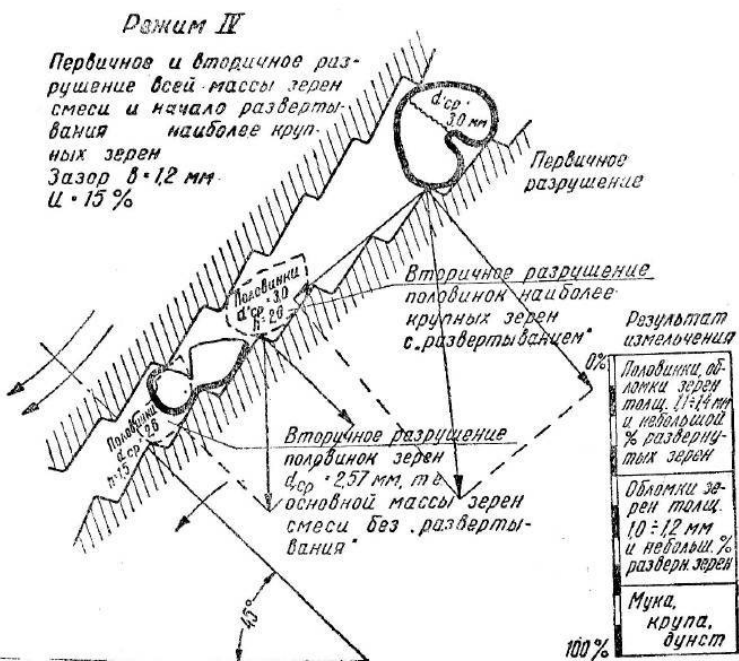
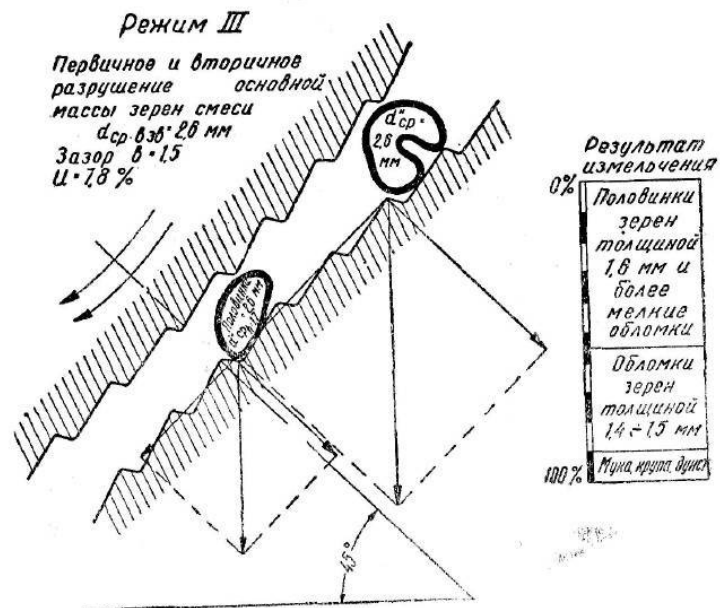


Рис. 99 в и г. Схема разрушения зерен при измельчении на I драной системе

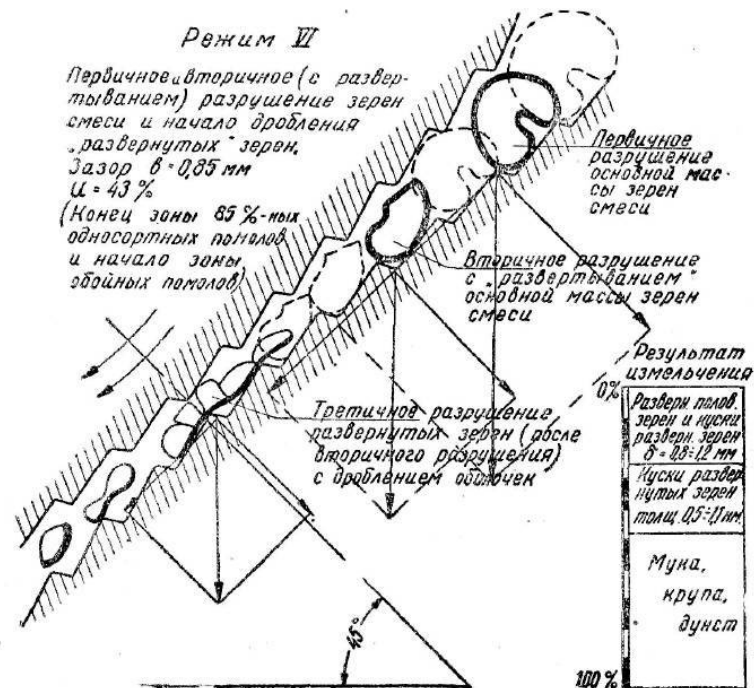
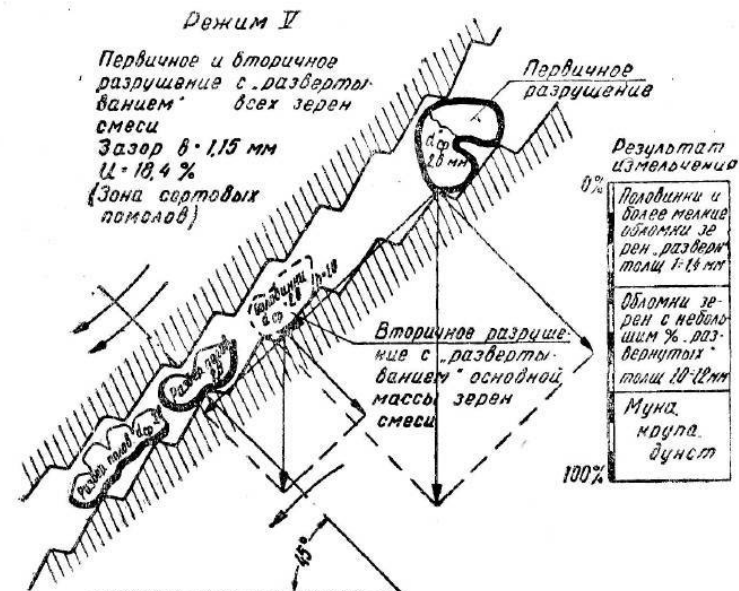


Рис. 99 д и е. Схема разрушения зерен при измельчении на I драной системе

последующих разрушений быть не может, так как размеры продуктов после первичного разрушения меньше величины рабочего зазора по линии, соединяющей центры валков, а ниже её зазор всё увеличивается.

Переходя к режиму III, определяемому величиной $v=1,5$ мм и $u=7,8\%$, видим, что здесь первичное разрушение основной массы зёрен смеси $d_{ср. з. з.} = 2,6$ мм происходит значительно выше линии, соединяющей центры валков, а в зоне измельчения по линии центров происходит вторичное разрушение половинок зёрен, являющихся результатом первичного разрушения. Но «развёртывания» зёрен в данном случае ещё нет, так как сразу же за зоной вторичного воздействия рифлей на зерно в данном режиме рабочий зазор увеличивается.

Результаты анализа схода показывают, что в продуктах измельчения имеется 60% половинок зёрен и 40% более мелких обломков.

При режиме IV, где $v=1,2$ мм, $u=15\%$, картина резко меняется. Границы первичных и, что более важно, вторичных разрушений смещаются вверх от линии, соединяющей центры валков. Следствием этого является «развёртывание» главным образом половинок зёрен одновременно с началом вторичного разрушения при как бы «протаскивании» части зёрен рифлями быстрого валка через всё уменьшающийся до величины $v=1,2$ мм зазор на линии, соединяющей центры валков.

Из сказанного становится ясным, что характер кривой $p=\varphi(u)$ по физическому смыслу должен быть «затухающим», так как сопротивление разрушению целой конструкции зерна, состоящей из упругой оболочки с относительно хрупким наполнителем — эндоспермом, больше, чем сопротивление половинки зерна, уже не имеющей целой оболочки и ослабленной микротрещинами, полученными при первичном разрушении. При «развёртывании» зерна усилие давления является уже функцией деформации сжатия, главным образом эндосперма, сопротивление которого меньше, чем сопротивление разрушению даже половинок зерна. Кроме того количество частиц, подвергающихся повторным разрушениям, меньше количества крупных зёрен, подвергавшихся первичному разрушению. Следовательно, при переходе от режима I к режимам II, III и VI всё время уменьшается величина приращения давлений по мере роста u и, следовательно, увеличиваются мелкие фракции, которые вторично не разрушаются, так как их размер значительно меньше величины v . Уравнение $p = \frac{u}{a + bu}$ именно

и характерно тем, что при малых значениях u и p почти прямо пропорциональны между собой, а по мере увеличения u приращение величины p заметно убывает.

Изложенное вносит ясность не только в физический смысл уравнения давления, но также вскрывает природу членов уравнения мощности:

$$N_u = \frac{u}{c + du} + tu + K.$$

Действительно, первый член уравнения мощности изменяется по тому же закону, что и уравнение для давления p , и выражает собой работу на разрушение зерна ударным сжатием. Величину этой части работы на разрушение зерна следует определять исходя из гипотезы Кика, гласящей, что «... работа на измельчение прямо пропорциональна объёму или весу Q деформируемого тела, квадрату временного сопротивления сжатию σ кг/см² и обратно пропорциональна двум модулям нормальной упругости $2E$ ».

Если обратиться к данным схемы разрушения зерна и составить уравнения работы, исходя из гипотезы Кика (применительно к трём режимам), то мы получим следующее:

Для II режима $u=5,3\%$:

$$A_{II} = \frac{\sigma_3^2 \cdot 1}{2E_3},$$

так как первично разрушилось всё зерно.

Для III режима $u=7,8\%$:

$$A_{III} = \frac{\sigma_3^2 \cdot 1}{2E_3} + \frac{\sigma_3^2 \cdot 0,5}{2E'},$$

так как первично разрушилось всё зерно и вторично «без развёртывания» примерно 50% зерна.

Для IV режима $u=15\%$:

$$A_{IV} = \frac{\sigma_3^2 \cdot 1}{2E_3} + \frac{\sigma_3^2 \cdot 0,9}{2E'} + \frac{\sigma_3^2 \cdot 0,2}{2E''},$$

так как при этом режиме первично и вторично разрушилось всё зерно и примерно 20% разрушилось с «развёртыванием».

Из этих уравнений видно, что по мере увеличения степени измельчения объём частиц, разрушаемых повторно, всё время убывает. Следует полагать, что убывает и механическая прочность частиц, подвергаемых повторным разрушениям, так как

σ целого зерна $> \sigma'$ половинок $> \sigma''$ развёрнутых половинок.

Для проверки этой гипотезы из средних проб схода с сита № 7 (18), отобранных при этих режимах, были выделены образцы, которые инж. А. Л. Шполянской подверглись разрушению ударом на лабораторном копке. В результате были определены величины работ для разрушения 1 кг:

$$A_{\text{зерна}} = 352 \text{ кгм};$$

$$A_{\text{половинок}} = 200 \text{ кгм};$$

$$A_{\text{развернутых зёрен}} = 170 \text{ кгм};$$

Имея эти величины и зная секундное количество зерна, подвергавшегося измельчению, были подсчитаны мощности на измельчение исходя из уравнений:

$$N_u^{II} = A_{\text{зерна}} \frac{q_{\text{сек}}}{103};$$

$$N_u^{III} = A_{\text{зерна}} \frac{q_{\text{сек}}}{103} + A_{\text{половинок}} \frac{q_{\text{сек}}}{103} 0,5;$$

$$N_u^{IV} = A_{\text{зерна}} \frac{q_{\text{сек}}}{103} + A_{\text{половинок}} \frac{q_{\text{сек}}}{103} 0,9 + A_{\text{развёр}} \frac{q_{\text{сек}}}{103} 0,2.$$

По ним построена кривая $N_{u \text{ лабор}}$ (см. рис. 97) графического анализа уравнения мощности. Как видно, характер кривой $N_{u \text{ лабор}}$ такой же, как и теоретической кривой $N_{\text{тик}} = \frac{u}{C + du}$ для этих же режимов измельчения, и отличен от кривой N_u полной мощности на измельчение.

Таким образом, первый член уравнения мощности для измельчения зерна на I драной системе выражает собой работу разрушения зерна ударным сжатием, величину которой можно определить исходя из гипотезы Кика.

Вторые два члена уравнения мощности выражают собой работу на преодоление сил трения, которые на графике анализа уравнения мощности представлены прямой линией. Можно полагать, что член K выражает работу сил трения при сдвиге частей целого зерна в стадии его первичных разрушений. До $u = 10\%$ его величина переменна.

Это положение о природе коэффициента K подтверждают и его числовые значения. Так, в случае острых рифлей, которые были в группах опытов I—III, $K = 0,195—0,038$, а для притуплённых рифлей в группах опытов IV—VI $K = 0,0006—0,14$. Таким образом, явление трения сдвига при тупых рифлях уменьшилось, зато увеличилась работа ударным сжатием, на что указывает уменьшение коэффициентов c и d для тупых рифлей по сравнению с более острыми.

Второй член уравнения мощности tu выражает собой также работу сил трения (но не «сдвига») частиц зёрен о рифли валков и друг о друга. Естественно, что член tu непрерывно растёт с увеличением u , так как растут количество частиц, давление и путь трения. Так как второй член уравнения мощности увеличивается прямо пропорционально увеличению u (т. е. коэффициенту извлечения, а следовательно, количеству вновь обнажённых поверхностей), т. е. $I_1 = K_1 u$; $I_2 = K_2 u$ и $I_3 = K_3 u$, то его величину следует определять исходя из гипотезы Риттингера, которая гласит, что «...работа, произведённая при дроблении, пропорциональна поверхности, обнажённой в процессе этой операции».

Резюмируя всё изложенное выше, можно прийти к следующим основным выводам относительно измельчения зерна на I драной системе:

I. По мере уменьшения величины рабочего зазора между валками и связанным с этим увеличением давления увеличивается кратность разрушений, но в каждом последующем разруше-

нии измельчаются всё меньшие объёмы, обладающие пониженной прочностью; при этом непрерывно увеличивается количество мелких фракций (крупок, дунстов, муки), не разрушаемых повторно; этим объясняется «затухающий» характер кривых зависимостей давления и мощности от измельчения и резко восходящий характер кривой, выражающей зависимость извлечения от зазора между валками.

II. Величину работы измельчения зерна следует определять комплексно, исходя из двух гипотез: Кика (для работы ударного сжатия) и Риттингера (для работы сил трения).

III. По мере интенсивности измельчения, характеризваемой увеличением u , первая часть работы занимает всё меньший удельный вес в общей работе на измельчение зерна, а вторая — всё больший. Это хорошо видно из графика анализа уравнения мощности (см. рис. 97).

На возможность комплексного использования гипотез Кика и Риттингера для определения величины работы измельчения при среднем дроблении, к которому следует отнести измельчение зерна на I драной системе, указывает проф. д-р Л. Б. Левинсон. На 76 стр. своего труда «Дробление и грохочение полезных ископаемых» (30) он говорит: «Гипотезы Кика и Риттингера не исключают, а скорее дополняют одна другую, будучи ближе к истине каждая в своей области и несколько перекрывая одна другую в среднем дроблении».

Ещё более определённо выражена указанная мысль акад. П. А. Ребиндером (39), который предлагает определять работу разрушения того или иного тела исходя из следующей гипотезы: «Работу разрушения деформируемого образца можно представить в виде:

$$A = \sigma \cdot \Delta S + K,$$

где $\sigma \cdot \Delta S$ — работа, превращающаяся в свободную поверхностную энергию образовавшейся поверхности разрыва ΔS ;

$K = q \Delta v$ — работа упругих и пластических деформаций в объёме тела Δv , пропорциональная этому деформированному объёму».

В нашем случае можно полагать, что

$$\sigma \cdot \Delta S = tu + K, \text{ а } q \cdot \Delta v = \frac{u}{C + du}.$$

9. Режим работы вальцевого станка при размоле крупок и дунстов

Режим работы вальцевого станка при размоле крупок и дунстов исследовался на 2-й размольной системе на вальцевом станке по конструкции, аналогичной вальцевым станкам модели ЗВ. Механическая характеристика станка и его рабочих органов приведена в табл. 38:

Механическая характеристика вальцевого станка 2-й размольной системы

Наименование показателей	Фактические данные
Диаметр валков	$D = 248 \text{ мм}$
Длина валков	$L = 600 \text{ мм}$
Окружная скорость быстрого валка	$v_b = 5,35 \text{ м/сек}$
Окружная скорость медленного валка	$v_m = 3,45 \text{ м/сек}$
Относительная скорость	$v_o = 1,9 \text{ м/сек}$
Число зубьев большой шестерни	$z_1 = 48$
Число зубьев малой шестерни	$z_2 = 31$
Передаточное число	$i = 1,55$

Поверхность валков была хорошей, ровной, матовой, без «зеркальных» пятен. Для очистки валков от налипания продукта на верхнем и на нижнем валках были установлены ножевые скребки. Все опыты по размолу крупок проводились без пружин в штурвальных механизмах.

Пшеница, из которой получены дунсты и крупки, измельчавшаяся на 2-й размольной системе, имела следующую характеристику: краснозёрная, тип IV, подтип 3, урожая 1945 г., натура 747 г/л, влажность на I драной системе—17,3%, стекловидность 48,8% и зольность 1,88%.

Давление как основной показатель, определяющий режим работы вальцевого станка при размоле крупок и дунстов

На рис. 100 и 101 построены, по данным опытов, графики изменения извлечения муки I и мощности N_n , потребной на измельчение в зависимости от изменения давления для двух разных производительностей, а именно для $Q_{ср.сут} = 96,5 \text{ кг/см}$ в сутки и $Q_{ср.сут} = 118 \text{ кг/см}$ в сутки. На этих же графиках указаны примерные величины рабочих зазоров δ между валками, т. е. геометрические параметры режима работы станка, определяющие степень измельчения продукта при $Q = \text{const}$.

Как видно из этих графиков, величина зазора δ настолько мала, что не может служить критерием для оперативной оценки режима измельчения в силу того, что измерение этой величины весьма затруднительно. В то же время изменение величины рабочего зазора всего на $\Delta \delta = 0,2 - 0,09 = 0,11 \text{ мм}$ (по графику рис. 100) даёт прирост извлечения муки на $\Delta I_1 = 62,5 - 17,25 = 45\%$, а по графику рис. 101 — на $\Delta I_2 = 60,31 - 36,53 = 23,78\%$

(при изменении величины рабочего зазора δ на $\Delta \delta_1 = 0,15 - 0,08 = 0,07 \text{ мм}$). Таким образом, в обоих приведённых примерах извлечение меняется весьма существенно при очень малом изменении величины рабочего зазора между валками. В данном случае, т. е. при столь тонком измельчении, оперативным показателем режима работы вальцевого станка в отношении степени измельчения следует принять давление P от размола продукта на медленный валок вальцевого станка.

Величина давления чётко определяет режим измельчения, вполне доступна для измерения при помощи статиметра и даёт большую точность, чем измерение величины рабочего зазора.

Графики, изображённые на рис. 100 и 101, показывают также, что если мощность N_n на измельчение растёт непрерывно, то извлечение муки (понимаемое как разность содержания муки в продукте, выходящем со станка и поступающем на станок) растёт лишь до определённого предела, после чего начинает падать.

Аналогичное явление отмечает инж. Медж¹ (рис. 102) на основании опытов, произведённых им в 1928 г. по размолу крупок на 3-й размольной системе при производительности $Q = 100 \text{ кг/сутки}$ на 1 см. Станок, на котором Медж проводил свои опыты, имел следующую характеристику: размер валков $228,6 \times 762,0 \text{ мм}$, скорость быстрого валка — $v_b = 5,4 \text{ м/сек}$ и передаточное число (дифференциал) $i = 1,5$. Крупки были получены из мягкой озимой пшеницы. За извлечение муки принимался проход через сито № XI.

¹ Данные по этому исследованию заимствованы нами из пятого посмертного издания 1938 г. курса «Мукомольного производства» проф. П. А. Козьмина, но величины давлений и производительностей пересчитаны из английских мер в метрические. Кроме того, давление пересчитано на 1 см длины валка.

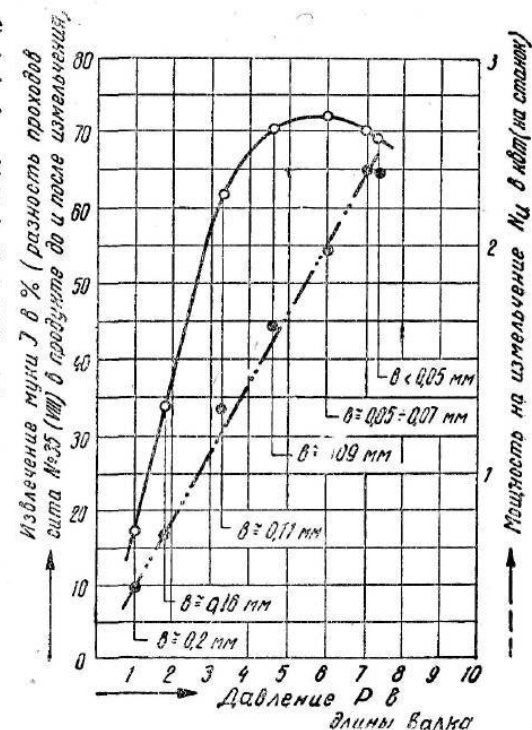


Рис. 100. График зависимостей извлечения муки и расхода энергии от изменения давления для $Q = 96,5 \text{ кг/см}$ в сутки на 2-й размольной системе

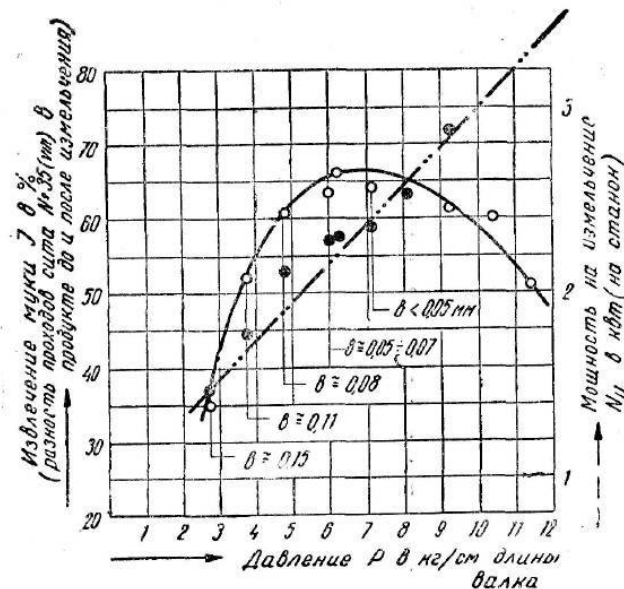


Рис. 101. График зависимостей извлечения муки и расхода энергии от изменения давления для $Q=118$ кг/см в сутки на 2-й размольной системе

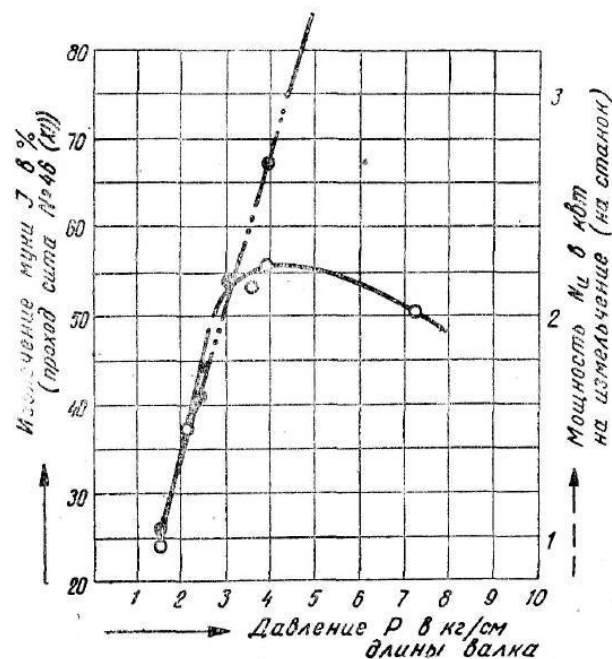


Рис. 102. График зависимостей извлечения муки и расхода энергии от изменения давления по опытам инж. Медж для $Q=100$ кг/см в сутки на 3-й размольной системе

В табл. 39 приведены цифровые данные, полученные инж. Медж.

Таблица 39

Величины давлений и расхода энергии на измельчение в зависимости от режима работы станка при измельчении крупок по опыту Медж

Давление на валки		Давление в кг на 1 см длины вала <i>p</i>	Производительность 500 английских фунтов на станок в час, или 71,5 кг/см в сутки			Производительность 700 английских фунтов на станок в час, или 100 кг/см в сутки		
в английских фунтах	в кг		% извлечения муки <i>I</i>	мощность на измельчение		% извлечения муки <i>I</i>	мощность на измельчение	
				в л. с.	в квт		в л. с.	в квт
250	113,4	1,49	25,5	1,3	0,97	24	1,78	1,31
350	158,75	2,08	50,0	1,57	1,16	37,5	2,57	1,89
400	181,43	2,38	58,5	2,13	1,57	44,5	2,8	2,06
500	226,8	2,98	67,0	2,66	1,96	53,0	3,67	2,7
600	272,15	3,62	65,0	3,2	2,36	54,0	4,2	3,1
650	294,83	3,88	61,5	3,46	2,55	56,0	4,55	3,35
1200	544,3	7,14	57,0	6,4	4,72	51,0	8,4	6,18

Из данных нашего исследования, а также данных Медж видно, что кривые зависимости извлечения муки от давления и точки их перегиба для разных производительностей различны.

По графикам, изображённым на рис. 100 и 101, нельзя судить о наиболее выгодном режиме с точки зрения технологических и энергетических показателей. По ним нельзя сказать, какой режим по производительности является оптимальным с точки зрения наибольшего извлечения муки в кг/см в час. Этот вопрос становится более ясным, если обратиться к табл. 40 и графикам, изображённым на рис. 103, построенным по данным этой таблицы.

На этих графиках для трёх разных производительностей: $Q_1=79$ кг/см в сутки, $Q_1=96,5$ кг/см в сутки и $Q_{III}=118$ кг/см в сутки построены кривые выхода муки в кг/час на 1 см длины вала и кривые удельного расхода энергии в киловатт-часах на получение каждых 100 кг муки в зависимости от показателя режима измельчения—давления p . Из графиков видно, что наиболее выгодным из исследованных режимов являлся режим III, определяемый производительностью $Q_{III}=118$ кг/см в сутки при давлении $p=5,3$ кг/см, так как удельный расход энергии на получение 100 кг муки был равен $w_{III}=1,16$ кВт-ч, а выход муки с 1 см в час составлял $q_{III}=3,14$ кг/см в час.

При таком же давлении, т. е. $p=5,3$ кг/см, в случае режима I недобирали муки:

$$\Delta q = 3,14 - 2,25 = 0,89 \text{ кг/см в час}$$

Технологические и энергетические показатели режимов измельчения на 2-й раз-
мольной системе

№ опытов	Производи- тельность Q в кг/см в минуту	Давление p в кг/см длины валка	Рабочий зазор между валками σ в мм	Коэффициент извлечения муки I в % ¹	Мощность на измель- чение N_n на станок в кВт	Выход муки q в кг/час на 1 см дли- ны валка ²	Удельный расход энергии w в квт-ч на каждые 100 кг извлекае- мой муки ³	Примечание
124	0,07	0,9	0,2	20,85	0,36	0,376	0,684	$Q_{ср. сут} = 96,5 \text{ кг/см}$ в сутки
125	0,07	0,9	0,16	13,64	0,37	0,574	1,075	
126	0,072	1,8	0,11	33,81	0,68	1,460	0,775	
127	0,066	3,24	0,9	62,5	1,36	2,475	0,915	
128	0,065	4,6	0,05—0,07 Менее 0,05	70,98	1,78	2,770	1,07	
129	0,065	5,95	То же	71,96	2,17	2,81	1,29	$Q_{ср. сут} = 79 \text{ кг/см}$ в сутки
135	0,062	7,2	"	70,11	2,62	2,61	1,675	
136	0,062	7,2	"	70,63	2,62	2,63	1,66	
130	0,062	7,4	"	70,05	2,59	2,610	1,65	
137	0,054	6,47	Зазор	70,05	2,28	2,27	1,68	
138	0,054	5,56	не замерялся	69,88	2,13	2,26	1,56	
139	0,055	4,34		67,39	1,78	2,22	1,33	
140	0,055	2,88		64,7	1,2	2,13	0,93	

Продолжение

№ опытов	Производи- тельность Q в кг/см в минуту	Давление p в кг/см длины валка	Рабочий зазор между валками σ в мм	Коэффициент извлечения муки I в % ¹	Мощность на измель- чение N_n на станок в кВт	Выход муки q в кг/час на 1 см дли- ны валка ²	Удельный расход энергии w в квт-ч на каждые 100 кг извлекае- мой муки ³	Примечание
141	0,057	0,9		60,42	0,97	2,06	0,782	$Q_{ср. сут} = 118 \text{ кг/см}$ в сутки
142	0,087	2,7	0,15	36,53	1,38	1,91	1,21	
143	0,082	3,78	0,11	51,53	1,78	2,54	1,17	
144	0,084	4,86	0,08	60,31	2,12	3,04	1,17	
145	0,084	5,95	0,05—0,07	63,16	2,27	3,18	1,16	
146	0,084	7,03	Менее 0,05	63,8	2,36	3,22	1,22	
147	0,082	8,1	То же	62,91	2,6	3,09	1,40	
148	0,082	9,18	"	61,1	2,86	3,03	1,44	
149	0,081	10,25	"	59,69	3,0	2,9	1,54	
150	0,081	11,3	"	51,18	3,24	2,49	2,16	
151	0,081	6,14	0,05—0,07	66,48	2,27	3,23	1,17	

¹ Под извлечением муки I понимается разность проходов сита № 35 (VIII) в продукте до измельчения и после измельчения.² Выход муки q в кг/час на см длины валка подсчитывался по следующему выражению: $q = \frac{IQ \cdot 60}{100}$.³ Удельный расход энергии w в квт-ч на каждые 100 кг извлекаемой муки определялся по выражению:

$$w = \frac{IQI \cdot 60}{N_n \cdot 100 \cdot 100}, \text{ где } I - \text{длина валка в см.}$$

и увеличивали расход энергии на:

$$\Delta W = W_I - W_{III} = 1,49 - 1,16 = 0,33 \text{ кВт-ч.}$$

на каждые 100 кг муки.

При II режиме увеличения расхода энергии не было, так как $W_{II} = W_{III} = 1,16 \text{ кВт-ч}$, зато выход муки был меньше на $\Delta q^I = q_{III} - q_{II} = 3,14 - 2,81 = 0,33 \text{ кг/см}$ в час.

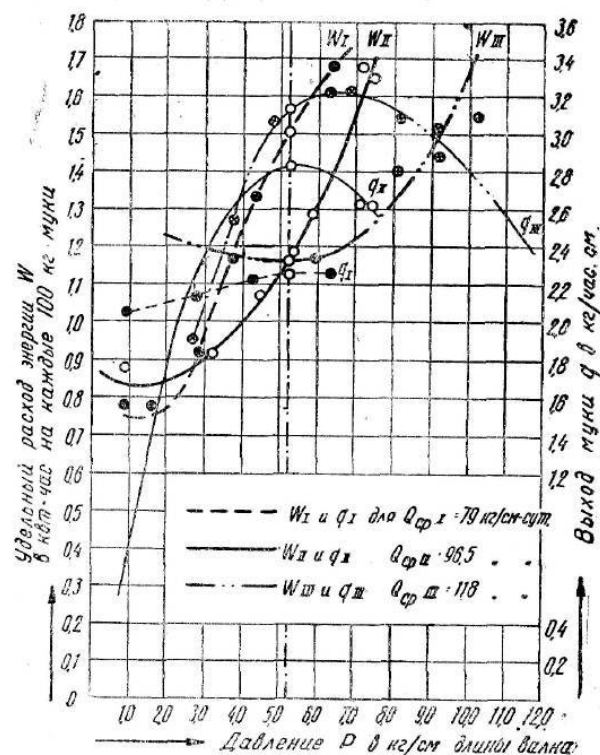


Рис. 103. График зависимости удельного расхода энергии и выхода муки в зависимости от режима работы станка, определяемого производительностью, Q и давлением p

Небезынтересно определить в чём заключается физическая сущность явления перегиба кривой извлечения муки при непрерывном росте расхода энергии на измельчение. Этот вопрос освещается графиком на рис. 104, построенном по данным табл. 41.

При повышении давления до $p = 6,15 \text{ кг/см}$ извлечение муки вначале растёт; одновременно с этим крупнота муки, определённая камн сходом с сита 150 меш (150 меш—150 отверстий на 1", отверстия сита имеют размер в свету 74 микрона), падает, т. е. мука становится всё мельче. При повышении давления более

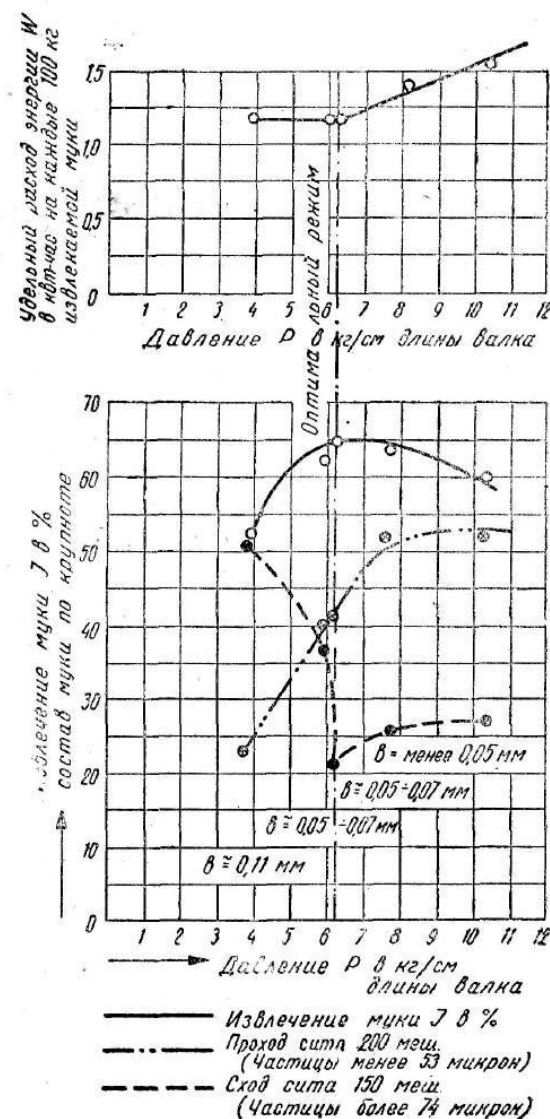


Рис. 104. Графики изменения технологических показателей измельчения крупки на 2-й размольной системе в зависимости от давления

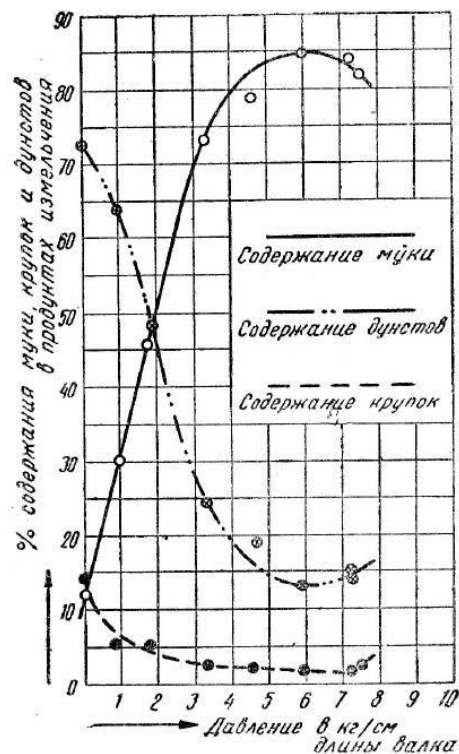


Рис. 105. График изменения технологической характеристики продуктов измельчения на 2-й размольной системе в зависимости от давления p

продуктов измельчения, построенном на рис. 105.

$p = 6,15$ кг/см мука становится тоньше (частицы меньше), но зато появляются «лепёшки», расход энергии резко растёт.

Анализ схода с сита 150 меш. при режимах, определяемых $p = 6,15$ кг/см, показывает наличие в нём большого количества «пластинок», т. е. спрессованных частиц муки, таким образом, точка перегиба кривой извлечения муки определяет начало прессования измельчаемого продукта, характеризующегося увеличением удельного расхода энергии на измельчение.

С точки зрения технологической повышение давления и явление прессования нежелательны, так как спрессованные «пластинки» нужно размельчить, а чрезмерно мелкая мука не имеет каких-либо преимуществ по качеству.

Явление прессования хорошо иллюстрируется графиком изменения технологической характеристики про-

Из этого графика видно, что одновременно с падением количества муки начинается искусственный рост количества дунстов и крупок; этот рост количества дунстов и крупок определяется прибавлением к ним спрессованных в «пластинки» частиц муки.

Таким образом, наивыгоднейшим режимом для данной производительности в отношении удельного расхода энергии и максимального выхода муки является режим, близкий к началу прессования продукта.

10. Общие выводы по исследованию режима работы вальцевого станка

Данные, полученные в результате исследования режима работы вальцевого станка, позволяют сделать следующие основные выводы:

1. Для I драной и 2-й размольной систем показатели, связанные с измельчением зерна, закономерно изменяются в связи с изменением зазора между валками и производительностью станка.

Следует отметить, что последние работы ВНИИЗ, проведённые канд. наук С. Е. Мамбиш, показывают, что закономерность

$u = m \cdot v + u'$, полученная в нашем исследовании, не только подтверждена для I драной системы, но распространяется также на II, III и IV драные системы; это видно из рассмотрения графиков на рис. 106.

2. Величины зазора, давления и производительности вполне определяют степень измельчения зерна либо продуктов его переработки при условии постоянства их физико-механических показателей. Это показывает, что оперативный контроль режима работы станка можно вести при помощи приборов, объективно измеряющих указанные величины во время работы станка.

3. Основными измерительными приборами для контроля режима работы станка должны явиться статиметр, зазоромер и расходомер (прибор либо приспособление для измерения количества продукта, поступающего на измельчение).

Для контроля режима первых четырёх драных систем в качестве контрольно-измерительных приборов следует применять зазоромеры и статиметры. Для этих систем величина рабочего зазора между валками колеблется в пределах от 1 мм (для I драной системы) до 0,15 мм (для IV драной системы) и может быть измерена при помощи зазоромера. Для контроля режима всех остальных систем пригодны статиметр и расходомер, так как величины рабочих зазоров между валками при измельчении крупок, дунстов, а также вымоле отрубянистых частиц слишком малы, — как правило, менее 0,1 мм. Осуществление контроля режима по величине зазора не представляется возможным, а величины давлений и производительности дают вполне чёткие указания об имеющем место режиме измельчения.

4. Для скорейшего широкого практического внедрения методов объективного оперативного контроля и управления режимом

Таблица 41

Крупнота муки при измельчении крупок в зависимости от режима измельчения

№ опы-тов	Производительность в кг/см в минуту	Величина рабочего зазора в мм между валками	Давление p в кг/см длины вала	Извлечение муки u в %	Состав муки по крупноте		Удельный расход энергии W на каждые 100 кг извлекаемой муки в кат-ч
					% схода с сита 150 меш. (размер отверстия 74 микрона)	% прохода через сито 213 меш. (размер отверстия 53 микрона)	
1	2	3	4	5	6	7	8
143	0,082	0,11	3,78	51,53	51,20	23,70	1,17
145	0,04	0,05—0,07	5,95	63,16	36,90	39,79	1,16
151	0,081	0,05—0,07	6,14	66,48	21,55	41,32	1,17
147	0,082	Менее 0,05	8,10	62,91	26,19	51,98	1,40
149	0,081	Менее 0,05	10,25	59,69	27,50	51,90	1,54

работы вальцевых станков, а в дальнейшем—автоматизации этого процесса необходимо:

а) продолжить и расширить работы по комплексному изучению технологических и энергетических показателей, получаемых при измельчении зерна и его частей в зависимости от режима работы станков (для всех систем);

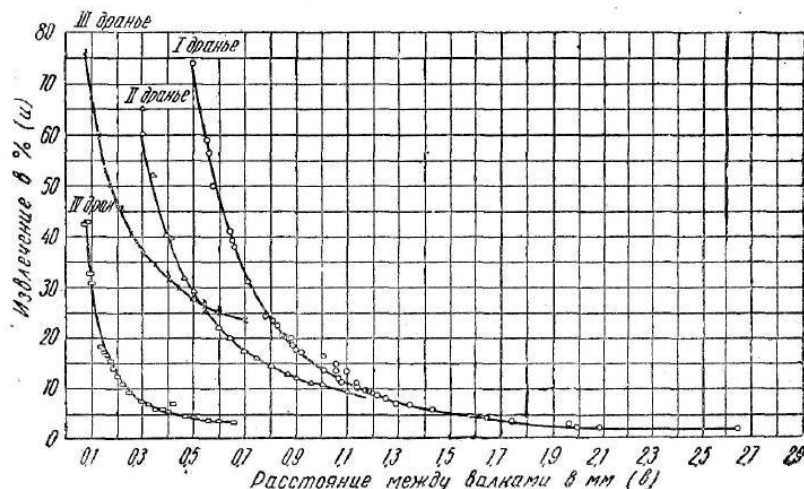


Рис. 106. График зависимостей коэффициентов извлечения для I, II, III и IV драных систем в зависимости от величины рабочего зазора между валками по данным канд. наук С. Е. Мамбиш

б) исследовать влияние характеристики измельчаемого продукта (культура, сорт зерна, влажность и некоторые другие), а также механической характеристики рабочих органов станка (окружная скорость, дифференциал, состояние, комбинация и профиль рифлей и некоторые другие) на технологические и энергетические показатели, получаемые в зависимости от режима работы станка, для выявления оптимальных режимов и их показателей;

в) усовершенствовать статиметр и простейший зазормер периодического действия с использованием валового индикатора, изображенного на рис. 107 (конструкция зазормера разработана в 1947 г. во ВНИИЗ автором совместно с канд. наук С. Е. Мамбиш и инж. Н. И. Луткиным), и разработать конструкцию расходомера.

5. Видоизменить отдельные узлы современных конструкций вальцевых станков (в особенности у станков ЗВН и ЗВГ), не отвечающих требованиям технологии измельчения зерна и затрудняющих процесс её автоматизации. К таким узлам относятся: подшипники валков, механизм для регулирования величины зазора между валками и механизм заслонки питающих валиков. Конструкция этих узлов требует видоизменения для повышения их точности и облегчения регулирования.

Конструкция вальцерезно-шлифовального станка также требует

улучшения для повышения точности обработки валков (нарезки, шлифовки).

Дальнейшие работы в направлении комплексного изучения режима работы вальцевых станков при измельчении зерна позволят:

а) усовершенствовать основную измельчающую машину мельницы—вальцевый станок;

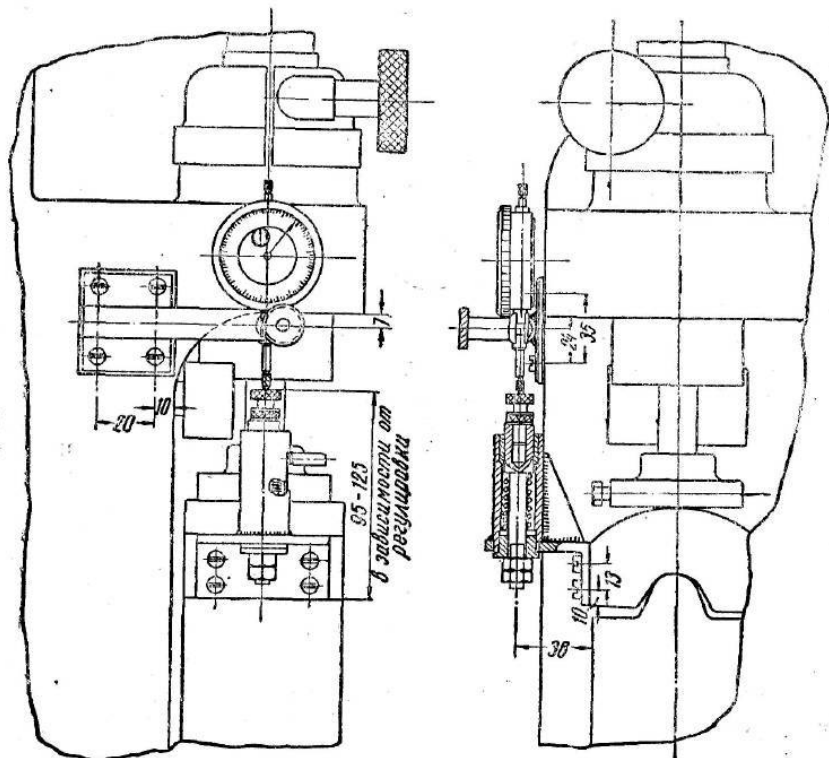


Рис. 107. Зазормер периодического действия с использованием валового индикатора

б) при построении схемы технологического процесса измельчения зерна исходить из оптимальных технологических и энергетических показателей режима работы, увязанных с качеством перерабатываемого сырья и назначением отдельных систем, а также и ассортиментом вырабатываемой муки;

в) управлять процессами измельчения зерна и контролировать их, базируясь на подлинно научных основах;

г) превратить мельницу в полностью автоматизированное предприятие.

ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТУ ВАЛЬЦЕВЫХ СТАНКОВ

1. Приём вальцевых станков

Исправное состояние вальцевого станка в значительной мере предопределяет возможность получения на нём оптимального технологического эффекта, экономии расхода энергии на измельчение, а также безотказность и удобство обслуживания станка при его эксплуатации.

При приёме нового вальцевого станка, а также вышедшего из ремонта к каждому из узлов следует предъявить требование качественного изготовления, чтобы машина в целом успешно выполняла возложенные на неё функции.

Приём следует начинать с тщательного внешнего осмотра станка. Необходимо убедиться в том, что станок полностью укомплектован всеми деталями, что все они правильно и аккуратно пригнаны друг к другу. Неподвижные детали должны быть надёжно закреплены, а подвижные — легко и плавно перемещаться от руки, без «качки». Надо следить за тем, чтобы окраска станка была ровной, без пятен и подтёков, чтобы на органах управления станком не имелось задиринок или забоин. Детали с резьбами не должны иметь слабину, перекосов и в то же время перемещаться в своих гнездах без заеданий. Нужно проверить, не перекашиваются ли шпонки шестерён и шкивов и не выступают ли за пределы валов.

После этого общего осмотра следует перейти к узловому проверке станка.

Станина. Надо проверить лёгкость открывания дверок (верхних и нижних), а также равномерное и плотное прилегание их к кромкам проёмов в станине станка. Нужно убедиться, что выше верхней дверки имеются щели, пропускающие в станок воздух для аспирации. Следует проверить надёжность крепления гаек на рукоятках дверок. Щитки, предохраняющие от выбрасывания продуктов из-под валков станка, должны быть хорошо пригнаны, легко и свободно выниматься. Необходимо проверить изоляцию одной половины станка от другой, а также исправность, плотность пригонки и надёжность крепления деревянной обшивки к чугунным боковинам станка. Если стенки бункера обшиты жёстко, то надо обратить внимание на качество обшивки, отсутствие в ней изъянов (пробитых мест, забоин, больших вмятин). При осмотре станины следует проверить точность подгонки ножей к поверхности гладких валков или щёток — к поверхности нарезных валков. Ножи и щётки должны равномерно прилегать к поверхности валков по всей их длине. Следует учитывать, что при этом не должно быть большого груза (усилия), прижимающего щётки либо ножи к валку, так как

иначе последние будут интенсивно изнашиваться, а валок нагреваться.

Рабочие валки. Валки обычно принимают независимо от приёма станка в целом. При этом надо следить за тем, чтобы:

а) Материал валков по химическому составу отвечал требованиям, указанным в начале книги.

б) Цилиндрическая поверхность бочки валков совершенно чистая, без трещин, раковин, ликвационных пятен и других дефектов. Ликвационные пятна, свидетельствующие о неоднородности металла валков, можно обнаружить после шлифовки валков по участкам на их поверхности, отличающимся по цвету от остальной рабочей поверхности. Валки с ликвационными пятнами неравномерно изнашиваются, а при нарезке на них рифлей последние местами крошатся.

На поверхности гладких валков допускаются единичные мелкие раковины (не более трёх) диаметром, не превышающим 2 мм. На торцах гладких и нарезных валков допускаются небольшие единичные раковины, не влияющие на прочность валка и расположенные не ближе 20 мм от поверхности бочки валка.

в) Нарезные валки имели отбеленную (закалённую) поверхность с твёрдостью от 60 до 75 единиц по Шору, с глубиной закала (до первых серых точек) не менее 12 мм. При неравномерности в величине глубины закала оценка производится по минимальной глубине.

г) Твёрдость бочки гладких валков была не менее 45 единиц по Шору без ограничения верхнего предела по твёрдости.

д) Шейки осей валков цилиндрические, гладко отшлифованные и соосные с бочкой валка. Бочка валка обработана точно по цилиндру. Допустимые отклонения в геометрии валков указаны на рис. 17. На торцах осей валков имеются неповреждённые центровые углубления, обеспечивающие возможность проверки шеек валка в центрах токарного станка.

е) Шлифованная поверхность гладких валков была матовой и не имела отдельных «зеркальных» пятен. Рифли на нарезных валках имеют правильный профиль, а также уклон и не имеют зазубренных (либо рваных) кромок.

ж) Валки были уравновешены, что достигается балансировкой их на балансировочном приспособлении.

з) Края бочек валка не соприкасались и не терлись об обшивку станины станка.

и) Взаиморасположение рифлей на паре быстро- и медленно-вращающихся валков соответствовало принятому для данной схемы помола.

к) Осовой разбег валков не более 2—3 мм.

Подшипники рабочих валков. Подшипники следует принимать до монтажа их на станок. Требования, которым должны отвечать подшипники валков, подробно изложены на стр. 74. Окончательно подшипники принимают при холостом пропуске станка и под нагрузкой. До этого надо убедиться в том, что во всех подшипниках надёжно смонтированы маслоподающие кольца и маслосъёмники,

а подшипники заполнены чистым маслом надлежащей вязкости. Уплотняющие кольца и крышки подшипников должны плотно прилегать к гнездам в корпусах.

При пропуске станка на холостом ходу и под нагрузкой подшипники не должны повышать температуру свыше 60°. Повышение температуры сверх указанной (у подшипников, удовлетворяющих всем требованиям, изложенным на стр. 74) может явиться следствием перекосов их относительно станины, перекосов самой станины, неисправностей в смазочных устройствах и попаданий инертных материалов в масло.

Механизм регулирования величины рабочего зазора между валками. При приёме механизма следует проверить, насколько легко перемещаются органы управления и что в них нет «мертвых» ходов. Необходимо убедиться в соответствии величины предварительного натяжения амортизационных пружин штурвальных механизмов тем усилиям, которые они должны воспринимать во время рабочего хода станка (подробно о величинах усилий предварительного натяжения см. стр. 114).

При приёме нового станка, а также вышедшего из капитального ремонта следует проверять характеристики жёсткостей пружин. Для этого необходимо измерить высоту H_1 пружины, сжать её до полного соприкосновения витков, зафиксировать приложенное усилие Q и высоту сжатой пружины H_2 . Жёсткость пружины определится как $C = \frac{Q}{H_1 - H_2}$, которая для станков ЗВН и ЗВГ

должна находиться в пределах 45 ÷ 55 кг/мм. Остаточное укорочение пружины не должно превышать 4% от её первоначальной высоты (т. е. в несжатом состоянии).

Исправность механизма регулирования величины зазора между валками проверяют до пропуска станка, приваливая и отваливая валки. При сближении валков вплотную зубья одной из шестерён не должны упираться во впадины другой; при отвале валков механизм блокировки должен срабатывать и выключать привод питающих валков и включать их при привале валков.

Узел привода. Принимая узел привода, проверяют соблюдение следующих условий: шестерни и шкивы отбалансированы и закреплены на шейках валков без перекосов; шивка ремней обеспечивает нормальное их натяжение, симметричное расположение относительно обода шкивов и не создаёт утолщений. В тех случаях, когда ремни имеют в месте шивки с внутренней стороны утолщения или чрезмерное натяжение, они резко увеличивают давление на подшипник, расположенный со стороны шкива. В результате в подшипнике возникает кромочное давление, что приводит к быстрому нагреву подшипника вплоть до выхода его из строя.

Шестерни, соединяющие быстро- и медленно вращающиеся валки, должны иметь правильный угол наклона зубьев (16° 15') и строгую концентричность расточки с наружной окружностью. Число зубьев шестерён должно соответствовать диаметрам валков и передаточному числу (дифференциалу), необходимому для данной

системы (метод подбора шестерён изложен в разделе 3 этой главы). Все ограждения приводных механизмов должны быть исправны и прочно закреплены.

Механизмы питания. Провёртывая от руки шкив привода питающих валков, следует убедиться в том, что весь механизм вращается свободно и легко (без заеданий). Необходимо установить также, что в корпусах редукторов привода питающих валков имеется достаточное количество масла для смазки, что зубья шестерён и кулачковой муфты не имеют заусениц, маслоподающие устройства находятся в исправности, а у подвижных деталей нет чрезмерных зазоров.

Питающие валки должны иметь цилиндрическую форму, а их поверхности соответствовать тому продукту, который будет измельчаться на данной системе. Все детали питающего механизма не должны иметь следов коррозии (ржавчины, окисных плёнок) и мест, обнажённых от защитного покрытия в виде окраски антикоррозийной краской, оцинковки или кадмирования. Зазор питания по всей длине должен иметь одинаковый размер, что возможно при параллельности нижнего края заслонки образующей питающего валика.

Поворачивая маховичок ручного управления заслонкой, следует проверить лёгкость управления ею, а также отсутствие «мертвых» ходов в сочленении механизма регулирования зазора питания.

Так же проверяют и механизм для автоматического регулирования зазора питания.

Узел аспирации станка. При нижней и особенно при верхней аспирации следует проверить качество исполнения аспирационных каналов, герметичность присоединения воздухопроводов аспирационной магистрали к станку, а также наличие лючков для периодической очистки аспирационных каналов в станке.

2. Настройка станка «на режим», управление и уход за станком

Для нормальной эксплуатации станка и стабильности его технологического эффекта необходимо, чтобы все механизмы станка были исправны, механическая характеристика рабочих органов станка соответствовала продукту, который измельчается на данной системе, а физические свойства продукта, поступающего на измельчение, были бы относительно постоянными.

Прежде чем настраивать станок «на режим», необходимо убедиться, что продукт поступает из питающего механизма слоем равномерной толщины по всей длине валков и беспрепятственно вступает в зону измельчения.

Настройка станка «на режим» заключается в установлении вполне определённой производительности станка регулированием величины зазора питания и в установлении вполне определённой для данной системы величины рабочего зазора между валками. Так как в существующих конструкциях вальцевых станков

валки, как правило, работают на подшипниках скольжения, то между расточками вкладышей подшипников и диаметрами шеек валков всегда имеются зазоры в пределах 0,15—0,3 мм.

Иногда эти зазоры значительно больше, причём два подшипника, обслуживающие один валок, имеют обычно неодинаковые величины зазоров.

Изложенное вызывает необходимость выверки взаимопараллельности валков во время работы станка при помощи штурвальных механизмов. При этом приходится ограничиваться субъективной оценкой равномерности измельчения по всей длине валков.

Если использовать для этих целей статиметры, применённые автором при исследовании режима работы вальцевого станка, то станок можно настраивать не по субъективной оценке, а по вполне объективным показаниям измерительных приборов. Дальнейшее совершенствование этого процесса должно заключаться в переводе вальцевых станков на подшипники качения с регулируемым зазором (имеющих зазоры порядка 0,015—0,030 мм). В этом случае контроль режима и его настройку можно осуществить зазором, используя чувствительный контрольно-измерительный прибор для измерения линейных величин.

После того как достигнута необходимая степень измельчения продукта, фиксируют регулировочные устройства. Для этого маховички 8 в станках ЗВН и ЗВГ (см. рис. 60) и маховички 15 в станках В (см. рис. 60) заворачивают доотказа.

Дальнейшие изменения режима измельчения осуществляют одновременным параллельным сближением валков либо удалением нижнего валка по отношению к верхнему. Для этого пользуются маховичками тонкого регулирования зазора: 21 в станках ЗВН и ЗВГ (см. рис. 60), 16 в станках В (см. рис. 62) и 10 в станках ЗМ (см. рис. 61).

Нормальную работу станка под нагрузкой характеризуют:

1. Величина зазора питания. Она должна быть отрегулирована на всех станках, чтобы продукт не накапливался чрезмерно в приёмных бункерах отдельных систем. Продукт должен поступать равномерно по всей длине валков.

2. Продукт, выходящий из валков станка, не должен быть «горячим». Причинами чрезмерного нагрева могут быть: а) тупые сработанные рифли на нарезных валках; б) «заполированность» гладких валков, ухудшающая затягивание продукта валками, вследствие чего уменьшают зазор между валками, повышают давление на них и увеличивают величину работы сил трения; в) плохая работа аспирации вследствие засорения или негерметичности аспирационных воздуховодов.

3. Степень измельчения продукта по всей длине валков должна быть строго одинаковой. Если степень измельчения продукта с одной стороны валка меньше или больше, чем с другой, то, следовательно, валки непараллельны и рабочий зазор по длине валков неодинаков. Если валки интенсивно измельчают продукт лишь посередине, то это может быть следствием неточности геометрической формы валков либо наличия «ножниц», т. е. перекоса

валков в горизонтальной плоскости. Когда валки размалывают продукт лишь по краям, то это указывает на неправильность геометрической формы валков по их длине.

4. Гладкие валки не должны «клеить», т. е. продукт не должен налипать на валки. Не должен он также выходить из-под валков в виде «лепёшек». Причинами этих нарушений режима могут быть:

а) поверхности валков отшлифовались до глянца, что может легко получиться при 10—20-минутной работе станка без продукта, а также вследствие плохого качества чугуна валков;

б) слишком влажный продукт;

в) чрезмерно низкий режим измельчения, при котором, вследствие несоразмерно малой величины рабочего зазора между валками, продукт не только измельчается, но и прессуется;

г) плохая работа механизма для очистки валков.

5. Степень измельчения продукта в течение длительных отрезков времени должна быть стабильной. Неравномерность степени измельчения может явиться следствием произвольного изменения величины зазора питания, что либо увеличивает, либо уменьшает толщину ленты продукта, поступающего в зону измельчения, а следовательно, изменяется и удельная нагрузка на станок. Изменение же удельной нагрузки влечёт за собой изменение степени измельчения (за исключением I драной системы).

6. Измельчённый продукт должен выходить из-под валков равномерной лентой, а не прерывисто. Причинами прерывистого выхода продукта могут быть: слабое натяжение и буксование ремня, неравномерная подача продукта механизмом питания в зону измельчения, несоосность бочки валка с его шейками, небалансированность валков при больших зазорах в подшипниках.

7. Станок не должен «потеть», т. е. влага не должна конденсироваться на внутренних поверхностях и деталях станка. Конденсация влаги возможна в том случае, когда на размоле поступил слишком влажный продукт, а также при плохой работе аспирации.

8. Подшипники не должны греться, смазка вытекать, шестерни, соединяющие быстро- и медленно вращающиеся валки, — чрезмерно шуметь. Причины нагрева подшипников весьма различны, но основной из них обычно является плохая работа смазочных устройств (в частности засорение смазочных каналов и канавок) либо применение загрязнённого масла или масла недостаточной вязкости (нормальная вязкость масла 7,5° по Энглера при 50°С).

Шум шестерён возможен при перекосе шестерён шпонками, неуравновешенности валков, шестерён, приводного шкива, неправильном подборе числа зубьев шестерён, когда зубья одной шестерни упираются во впадины другой, отсутствии в кожухе-ограждении шестерён масла для их смазки, чрезмерном износе зубьев шестерён, небольших отклонениях профиля зубьев и их уклоне у пары сопряжённых шестерён.

9. Хвосты нижних подшипников не должны вибрировать. Виб-

рации хвостов нижних подшипников указывают на недостаточную предварительную затяжку амортизационных пружин штурвальных механизмов, что приводит к неравномерному эффекту измельчения продукта валками. Кроме того вибрации могут иметь место при большой неуровненности валков.

Уход за станком включает мероприятия по своевременному выявлению и устранению всех ненормальностей, могущих возникнуть при его эксплуатации, по своевременной замене и добавлению масла, а также по содержанию станка в чистоте. Нельзя допускать, чтобы станок работал вхолостую, без продукта, а также при подпоре валков вследствие закупорки самотёка продуктом или из-за остановки норий.

3. Ремонт и замена валков вальцевого станка

Наиболее быстро изнашивающимися деталями вальцевого станка являются рабочие валки, подшипники и шестерни или цепи. В настоящем разделе вкратце излагаются только специфические методы и приспособления, применяемые при замене, ремонте и выверке валков, так как общие вопросы ремонта подшипников, деталей зубчатых и ременных передач, винтовых соединений, валков и других деталей излагаются в специальных курсах по ремонту машин (18, 33), а также в учебном пособии «Ремонт и монтаж мельниц» доц. И. А. Наумова (35).

Одной из первых ремонтных операций при замене износившихся валков является выемка их из станка. Для этого необходимо частично демонтировать станок (см. главу III). Шестерни (звёздочки—в случае цепной передачи) и шкивы снимают обычным винтовым съёмником, конструкция которого изображена на рис. 45,в. При отсутствии в демонтируемых деталях отверстий с резьбой можно применить винтовой съёмник, предложенный инж. А. Ф. Григоровичем (47), изображённый на рис. 108.

Валки из станины станка вынимают при помощи грузоподъёмных приспособлений — талей и блоков. Более рационально для этих целей иметь специальные приспособления, некоторые варианты которых изображены на рис. 109, 110 и 111.

Как видно из рис. 109, к потолочному перекрытию вальцевого отделения укреплен монорельс, по которому может передвигаться ручная кошка 1, несущая на себе таль 2. К грузовому крюку 3 тали подвешена траверза 4, на тягах 5 которой подвешивается за шейки валок. При помощи этого устройства возможна не только выемка валков из станины станков, но и перемещение их вдоль цеха (с соблюдением при этом необходимых правил по технике безопасности).

В случае применения устройства, изображённого на рис. 110, у каждого станка на полу укрепляют башмаки 1, в которые при замене валков вставляют стойки 2. На верхних концах стоек 2 смонтированы червячные лебёдки 3, при помощи которых валок извлекается из станины станка. Стойки 3, помимо крепления в гнездах 1, укрепляются ещё захватами 4 к привало-отвальному

валу станка. Валок, вынутый из станины станка, транспортируется дальше по цеху на специальных тележках. Две конструкции таких тележек, применяемых на наших мельницах, изображены на рис. 111.

Приспособление, изображённое на рис. 112, представляет крановую тележку специальной конструкции, которая используется не только для выемки и укладки валков в станину станка, но и для перевозки их по цеху.

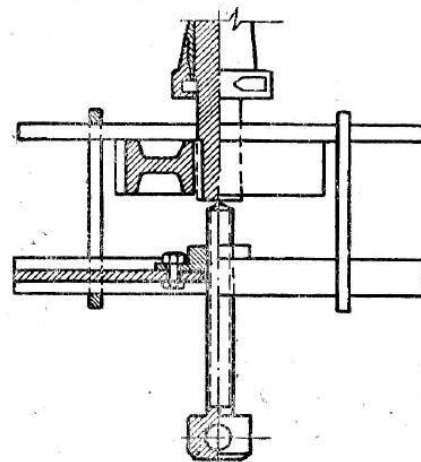


Рис. 108. Съёмник для шкивов и шестерён конструкции инж. А. Ф. Григоровича

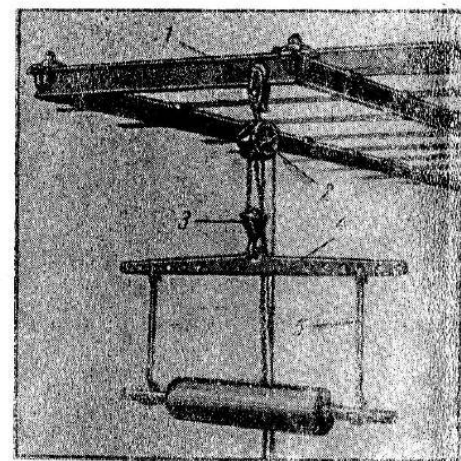


Рис. 109. Монорельс и кошка с ручной талью для подъёма и транспортирования валков

Следующий, уже чисто ремонтной, операцией является восстановление изношенных поверхностей валков, заключающееся либо в перенарезке рифлей, либо в шлифовке и наведении матовой поверхности (у гладких валков). Эти операции обычно производятся не в вальцевом отделении мельницы, а в ремонтно-механическом цехе на специальных вальцезерно-шлифовальных станках. Описание конструкции этих станков, а также приёмов по их наладке и эксплуатации мы не даём, так как они достаточно полно изложены в работе канд. техн. наук Л. И. Розенштейна «Техминимум для рифельщика» (41). Необходимо указать лишь на несколько общих вопросов, касающихся нарезки валков.

Перед нарезкой новых рифлей старые следует удалить шлифовкой валка на вальце-шлифовальном станке, применяя для этого круги средней твёрдости с зернистостью 40.

После шлифовки валка необходимо проверить цилиндричность его формы. Для этого наиболее целесообразно применять валовой индикатор на стойке с ценой деления 0,01 мм. Отступление от цилиндричности можно допускать не более чем на $\pm 0,02$ мм.

Весьма целесообразно также проверить при помощи валового индикатора соосность шеек валка и его бочки. В случае отсут-

ствия соосности необходимо выверить на токарном станке шейки валка.

Резец для нарезки валков, состоящий из победитовой пластинки, напаянный медным припоем на стальную державку, должен быть заточен по профилю (рис. 113) с учётом направления уклона рифлей (правый или левый). Для получения качественных риф-

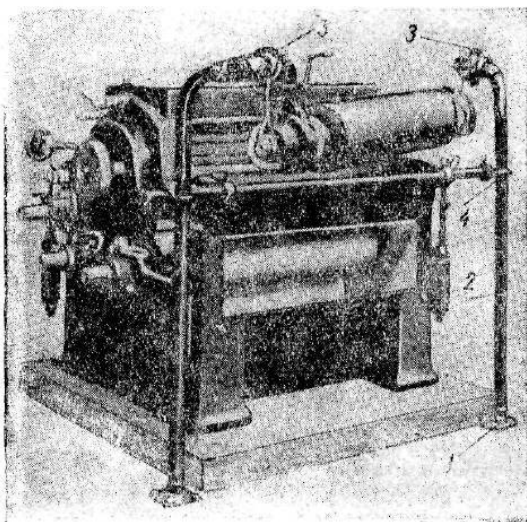


Рис. 110. Съемное приспособление для выёмки валков из вальцевого станка

Гладкие валки обычно шлифуют на вальцезерно-шлифовальных или вальце-шлифовальных станках. При этом не всегда удаётся достигнуть качественных результатов; а создание матовой поверхности вообще трудно достигается при помощи обычных шлифовальных кругов.

В связи с этим рационализаторы мукомольной промышленности (технолог Хруслов, крупчатник Бусыгин, крупчатник Батанов и др.) предложили шлифовать—наводить матовую поверхность—притиркой валков (обкатыванием на специальном приспособлении), используя в качестве абразива речной песок.

Один из этих способов (по методу Батанова и Бусыгина — 45, 46) заключается в следующем. Изготавливают раму из швеллеров, изображённую на рис. 114, на которой укрепляют подшипники с самоустанавливающимися вкладышами. Два подшипника под один валок крепят к раме неподвижно, а два других под второй валок являются подвижными, и их положение относительно рамы регулируется нажимными болтами. Пару валков перед укладкой в приспособление закернивают с торцов так, чтобы после обработки они устанавливались в станок в том же положении относительно друг друга, как и при шлифовке. На один конец шейки

лей очень важно, чтобы на лезвии резца после заточки не было зазубрин, видимых через десятикратную лупу.

После нарезки рифлей качество этих работ следует проверить при помощи лупы. При осмотре следует обращать внимание на равномерность ширины и глубины рифлей, наличие на их вершинах площадок («блесток») равномерной ширины и отсутствие зазубрин на кромках.

Нарезанные и принятые валки надо хранить на специальных подставках-стеллажах, не допуская повреждений и коррозии рабочих поверхностей бочек валков и шеек.

неподвижного (относительно рамы приспособления) валка надевают шкив, а на другой—шестерню, соединяющую данный валок с шестернёй, укрепляемой на шейке другого валка. Передаточное число зубчатой передачи принимается $1,0:1,5—1,0:2$. Установленные валки приводятся во вращение при окружной скорости быстровращающегося валка $v_6 = 4,5—5,0$ м/сек.

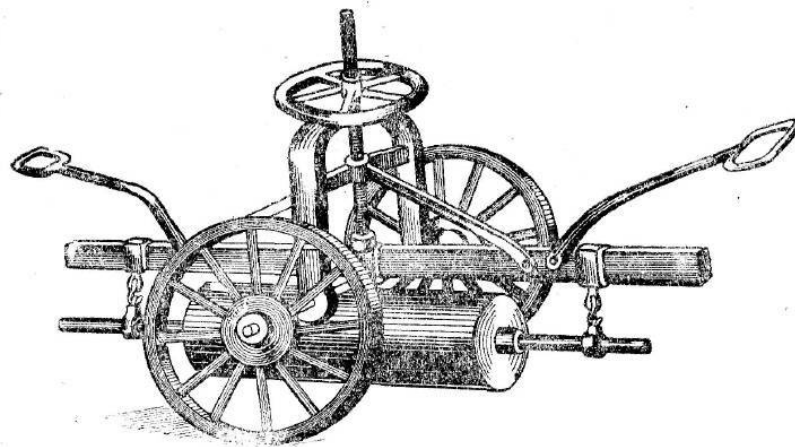
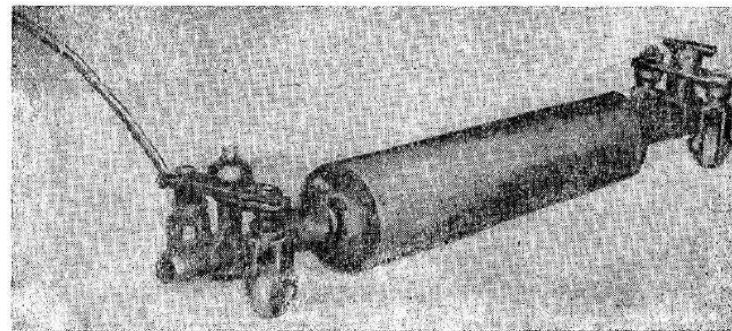


Рис. 111. Тележки для перевозки валков

Подвижной валок (медленновращающийся) при помощи нажимных болтов плотно по всей длине прижимается к быстровращающемуся валку. Через 10—15 мин. в местах неровностей валков на их поверхности образуются хорошо заметные тёмные кольцевые полосы. Эти полосы сошлифовываются куском шлифовального круга (средней твёрдости с зернистостью $60 \div 80$), прикреплённого к концу рычага. При шлифовке один конец рычага опирается на швеллер рамы, а другой нажимается вниз и незаметно перемещается взад и вперёд вдоль продольной оси валка. Операция прижатия валков с последующей шлифовкой «тёмных

полос» продолжается до тех пор, пока не будет сплошного контакта пары валков по всей их длине.

Окончательную плотность подгонки валков друг к другу проверяют просвечиванием снизу (при помощи лампы) линии контакта валков и осмотром сверху при невращающихся валках. Затем приступают к наведению микрошероховатости, характеризующей матовой поверхностью. Для этого берут крупный речной

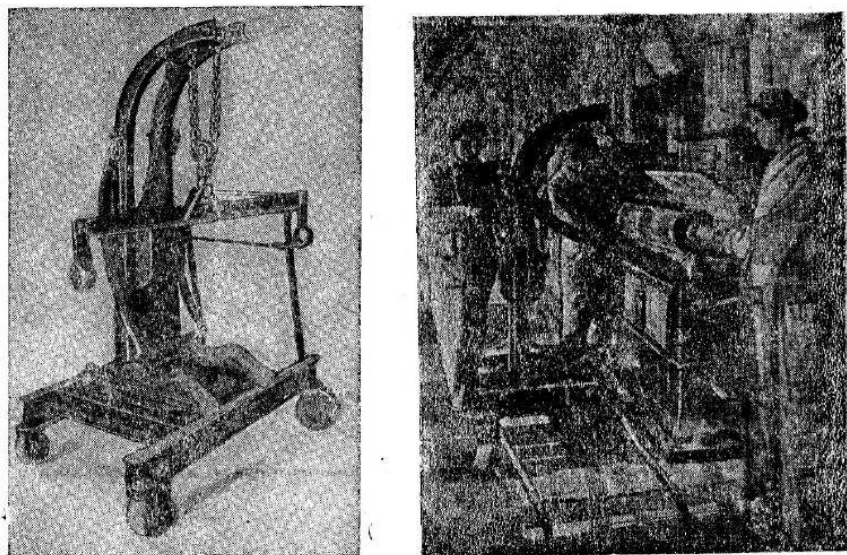


Рис. 112. Кран-тележки для валков

песок, просушивают его и просеивают на сите № 12, а затем поддают на вращающиеся валки равномерным слоем по всей длине. Валы притирают песком до тех пор, пока крупнота не будет характеризоваться проходом его через проволочное сито № 30, а валки приобретут матовый оттенок.

Чтобы механизировать операции по шлифовке валков, целесообразно поставить норию для подъема песка из-под валков в питающее устройство, а в целях санитарии—аспиратор установить.

В разделе 5 главы I было указано, что валки вальцевого станка необходимо подвергать балансировке. Исследование, проведенное проф. В. Свешниковым, инж. М. Рубиновичем и инж. Ю. Гольдбергом (10), показывает, что эту балансировку необходимо проводить не только для новых валков, но также после каждой перенарезки или перешлифовки валков.

Балансировку можно производить на опорах качения (шарикоподшипники без смазки, тщательно промытые керосином) ноже-

вых и дисковых опорах. По данным этих же авторов, чувствительность балансировочных приспособлений может быть выражена как остающийся после балансировки эксцентриситет e , равный по величине коэффициенту трения шеек балансируемого валка о опоры балансировочного приспособления. Эта чувствительность e равна: для опор качения $e_k = 0,0015$ см, ножевых опор $e_n = 0,003$ см, дисковых опор $e_d = 0,0037$ см.

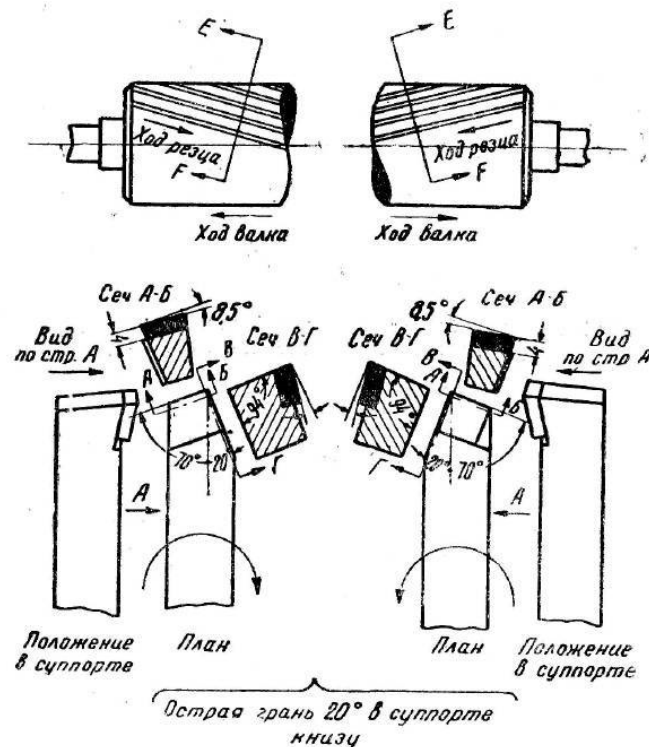


Рис. 113. Профили резцов для нарезки валков

Чаще всего балансировку валков производят на ножевых опорах с использованием для этих целей приспособления, подобного изображенному на рис. 115. Как видно из этого рисунка, на боковинах металлической рамы 1 устанавливают ножевые опоры 2 в виде стальных рельс, верхняя плоскость которых прострогана по профилю, показанному на рис. 115.

Ширина площадки b должна быть в пределах 7—7,5 мм. Балансируемый валок своими шейками укладывается на параллели 2, строго выверенные по уровню, при этом ось валка должна быть перпендикулярна к параллелям. Приложив к валку посредине некоторое усилие, заставляют валок катиться по параллелям и через некоторый промежуток времени, когда вся начальная энергия валка будет полностью затрачена на преодоление сил

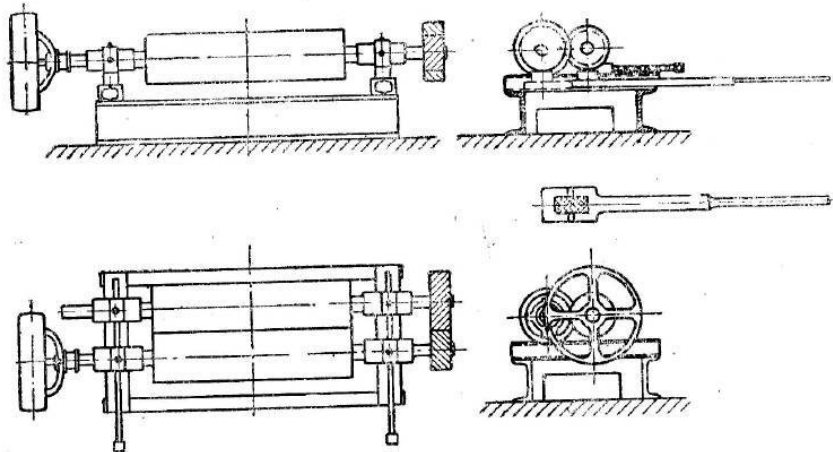


Рис. 114. Приспособление для шлифовки и притирки валков (предложение крупчатника Батанова)

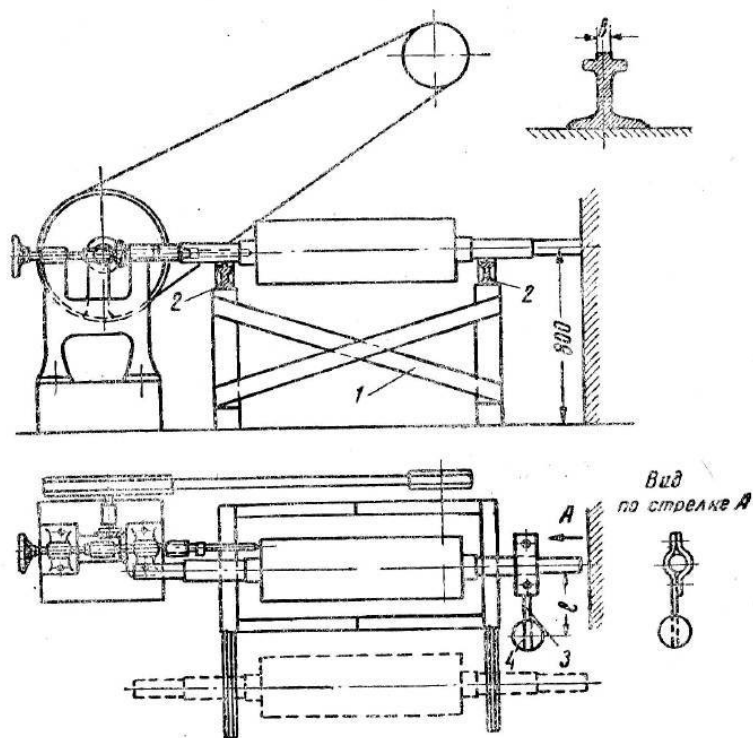


Рис. 115. Приспособление для статической балансировки валков

сопротивления, валок остановится. При этом считают, что центр тяжести валка занял наиболее низкое положение. Определив таким образом плоскость неуравновешенности, её помечают мелом и поворачивают валок на 90° . На лёгкой стороне в плоскости неуравновешенности валка на рычаге 3 с клеммовым зажимом (см. рис. 115) подвешивают груз, определяя этим величину момента неуравновешенности

$$M_{\text{неур}} = Ql,$$

где Q — вес уравнивающего груза 4;

l — расстояние его от центра тяжести до геометрической оси валка.

Проф. В. Свешников (10) рекомендует применять выправляющие грузы в виде специальных колодок, изображённых на рис. 116, а, которые укрепляются в специально протачиваемых на торцах валков кольцевых пазах в форме ласточкина хвоста (см. рис. 116, б). На практике обычно применяют несколько иной приём. В торце валка на тяжёлой стороне на расстоянии $r = 90 \div 95$ мм от центра валка просверливают отверстие; размеры этого «уравнивающего» отверстия можно определить, исходя из соотношения:

$$d^2 \cdot h = \frac{4 Q l}{r \pi \gamma},$$

где d — диаметр просверливаемого отверстия в см;

h — глубина отверстия в см;

Q — вес неуравновешенного груза в кг;

l — расстояние центра тяжести неуравновешенного груза от геометрической оси валка в см;

r — расстояние по радиусу от центра просверливаемого отверстия до геометрической оси валка в см;

γ — удельный вес чугуна, который может принимать $\gamma = 0,0075 \text{ кг/см}^3$.

Для удобства сверления уравнивающего отверстия целесообразно установить около рамы балансировочного приспособления сверлильный станок с горизонтальной осью вращения, как это изображено на рис. 115. После сверления уравнивающего отверстия необходимо произвести контрольную балансировку валка.

Описанным методом устраняется лишь статическая неуравновешенность валка, что недостаточно для вполне исправной работы

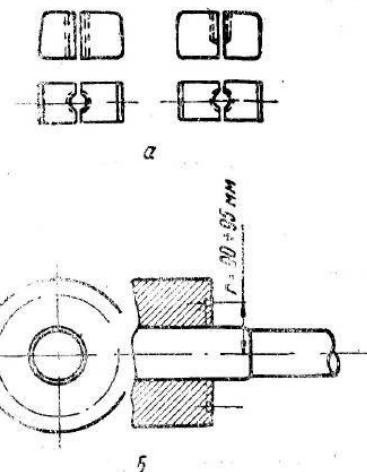


Рис. 116. Выправляющие грузы для балансировки валков

Для этой цели необходимо привалить нижний валок до монтажа деталей привода валков и попытаться завести щуп толщиной в 0,05 мм в зазор между валками. Если щуп будет заходить лишь по краям валков и не будет проходить в средней части, то это указывает на наличие «ножниц» (конечно, при условии, что бочки валков обработаны точно по цилиндру). «Ножницы» устраняют поворотом эксцентриковой втулки 6, имеющейся в ухе-приливе 2 (см. рис. 51) нижнего поворотного подшипника.

Последней операцией является выверка взаимопараллельности валков в вертикальной плоскости, которую производят при помощи штурвальных механизмов. Для контроля параллельности валков рекомендуется приспособление под названием параллелоскоп (рис. 117), принцип действия которого поясняется

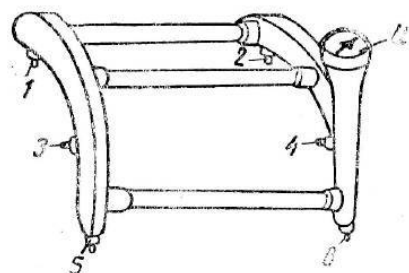


Рис. 117. Эскиз параллелоскопа

рис. 118. Если три жестко связанные между собой плоскости приложить к поверхности двух валков, то они коснутся их в шести точках лишь при полной параллельности валков (при условии, что валки строго цилиндричны). Эскиз параллелоскопа (см. рис. 117) показывает, что при укладке его на два валка он жесткими наконечниками 1, 2, 3 и 4 коснется поверхности быстровращающегося валка, а жестким наконечником 5 — какой-либо

точки медленно вращающегося валка. При этом подвижной наконечник 6, соединенный с индикатором и, коснувшись в какой-либо

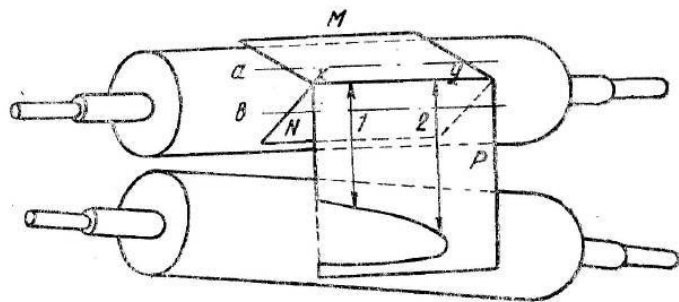


Рис. 118. Схема определения параллельности валков параллелоскопом

точке поверхности нижнего медленно вращающегося валка, покажет или на наличие, либо на отсутствие параллельности валков. Величина отклонения от параллельности может быть определена показаниями индикатора и.

4. Техника безопасности при эксплуатации и ремонте вальцевых станков

При эксплуатации и проведении ремонтных работ по вальцевому станку необходимо строго выполнять весь комплекс требований, предъявляемых техникой безопасности и производственной санитарией. При обслуживании и ремонте вальцевого станка имеются и свои специфические приемы и методы, проведение которых должно также строго осуществляться. Ниже указываются основные требования по технике безопасности при эксплуатации и ремонтах вальцевых станков¹.

К обслуживанию вальцевых станков, как и другого мельничного оборудования, можно допускать только лиц, обученных и практически проинструктированных безопасным методам работы, имеющих справку-удостоверение о знании правил по технике безопасности.

Перед пуском вальцевых станков в работу должны быть обеспечены исправное состояние и правильное взаимодействие всех узлов и деталей, их составляющих, а в частности прочность укрепления шкивов, шестерен и их футляров, исправность ограждений, ремнедержателей и ремесбрасывателей, отсутствие выступающих шпоночных головок на шкивах и шестернях, отбалансированность и отсутствие трещин и выбоин на шкивах, отсутствие чрезмерного шума при работе шестерен, имея в виду, что шум может происходить из-за отсутствия смазки, неправильного зацепления или перекоса шестерен либо от неуравновешенности (невывансированности) валков, шестерен, шкивов. Шум может также появиться при неправильном креплении шестерен, если шейка вала окажется несколько меньше диаметра расточки шестерни, или оттого, что зубья одной шестерни упрутся в дно выемки другой. Поэтому, когда эти дефекты будут ликвидированы, шум уменьшится до обычных пределов.

Необходимо также обеспечить свободное вращение от руки рабочих валов, отсутствие на них посторонних предметов, правильность пригонки щеток, а также исправность ремней и правильность их сшивки. «Срабатывание» механизма блокировки узла привала-отвала валков с механизмом питания, чтобы при отвале валков механизм блокировки прекращал вращение питающих валков; наличие и исправность щитков, ограждающих рабочие валки.

Персонал, обслуживающий вальцевые станки, должен следить за тем, чтобы шкивы и ремни имели прочные, аккуратно изготовленные и хорошо укрепленные ограждения. При этом должны обеспечиваться удобство и безопасность проведения тщательной уборки возле станков без съёмки ограждений. Для этого сетка (или другая защита) не должна доходить до пола на 100—200 мм (рис. 119).

Проёмы в полу для пропуска (прохода) ремня должны иметь,

¹ По материалам Л. М. Петрова, использованным с его разрешения.

помимо общего ограждения шкивов и ремней, самостоятельное сплошное ограждение (в виде патрубка) при деревянном исполнении высотой не менее 200 мм, а при металлическом 100 мм. При этом сетка (или другая зашивка) общего ограждения не должна доходить до пола на 100—200 мм, как это видно из рис. 119.

Чтобы избежать аварий и несчастных случаев при заматывании ремней на трансмиссии, при проходе в одном проёме пола одновременно обеих ветвей ремня (при крестовой и полуперекрёстной передачах), следует установить прочную перекладину (ремне-

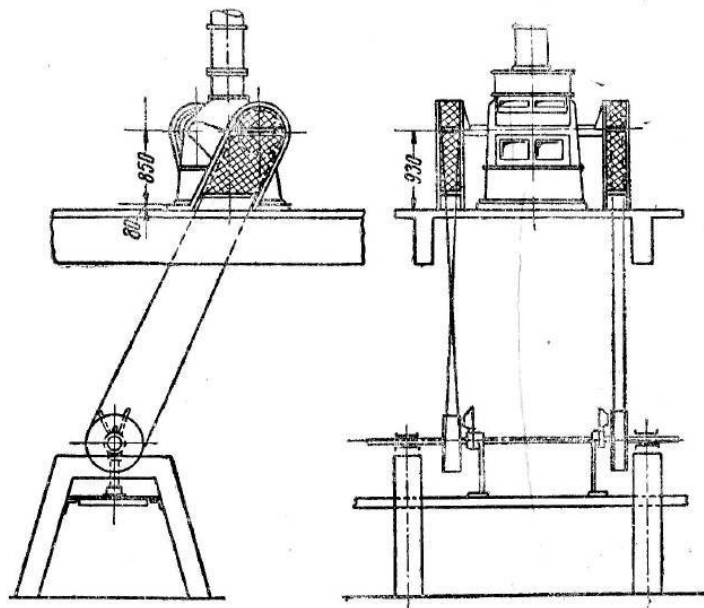


Рис. 119. Ограждение привода вальцевого станка

держатель) для предотвращения провала на трансмиссию упавшего или сброшенного со шкива ремня.

Ограждение напольной вальцевой трансмиссии должно быть устроено на высоту не менее 2 м, а со стороны ведущей ветви, идущей сверху вниз, — на всю высоту её прохода в помещении.

Конструкция ограждения ременных передач должна обеспечить выход ручки стационарной штанги для поворота крыльев ремне-надевателя и безопасный подход к подшипнику без захода за ограждение на ходу трансмиссии и не вынуждать рабочего в процессе работы удалять ограждения. Ни в коем случае нельзя допускать надевание и сбрасывание ремней на ходу руками без специальной ремне-наводки. Надевание ремней вальцевых станков на ходу трансмиссии можно допускать лишь при помощи ремне-надевателя Бодуэна с применением стационарной (индивидуальной) штанги для поворота крыльев.

На подвесной трансмиссии, в случае невозможности устройства стационарных штанг, поворот крыльев следует осуществлять

переносной штангой. При этом, чтобы избежать несчастных случаев, штанга должна быть прямой, гладкой, без сучков и такой длины, чтобы при пользовании ею нижний конец штанги находился не более чем на 50 см от пола и ни в коем случае не против тела (груди, живота, ноги) рабочего. Штанг должно быть не менее двух на каждой стороне трансмиссии, а место хранения каждой штанги надо указывать специальной надписью.

При использовании переносных ремне-надевателей (ручной наводки) и переносных штанг для поворота крыльев ремне-надевателя, чтобы избежать несчастных случаев при попадании верхними её концами в спицы или стык обода шкива, рекомендуется зашивать спицы шкивов со стороны ремне-надевателя или применять подвески (серьги) для переносного ремне-надевателя.

Для предупреждения обтёпывания ремней, расшатывания крепления ремне-надевателя и нарушения установленного зазора между крыльями и ободом шкива крылья ремне-надевателей Бодуэна и Лыкова надо закреплять в нерабочем состоянии между вращающимися ветвями ремня специальными подвесками.

Сбрасывать ремни на ходу трансмиссии можно только специальными и проверенными приспособлениями в виде стационарной установки—ремнесбрасывателя—у набегающей на шкив ветви ремня; переносного ремнесбрасывателя в виде 1,5-м деревянного штока толщиной 60—70 мм, имеющего на одном конце прочно вделанный в полу против центра шкива вальцевого станка спиралеобразный крючок для захвата серьги.

Сбрасывать ремни могут только специально выделенные и обученные начальником цеха лица.

Рабочие и работницы, обслуживающие вальцевые станки и их трансмиссии, приступая к работе, обязаны надеть плотно облегающую всё тело одежду, не имеющую каких-либо развевающихся частей. Рукава одежды надо застегнуть, ни в коем случае не работать в юбке, халате или с шарфом, платком или косынкой на шее или голове, не носить поясов или ремней сверху одежды; тёплую одежду (телогрейки, тужурки и т. п.) следует надевать только под комбинезон.

Необходимо следить, чтобы волосы были убраны под головной убор — берет или шапку — без развевающихся концов, и постоянно следить за аккуратным состоянием спецодежды.

При обслуживании вальцевых станков надевать и сбрасывать ремни можно только специальными приспособлениями (ремне-надевателями и ремнесбрасывателями).

Сбрасывание ремней на ходу (трансмиссии) станка случайными предметами, а также ногами и руками без специальных приспособлений категорически запрещается.

При использовании переносного ремнесбрасывателя ремни надо сбрасывать, захватив серьги в полу крючками штока и отведя им ремень в сторону сброса. Чтобы избежать резкого рывка штока, при набегании места сшивки ремня на шток ремень необходимо отводить с внутренней его стороны, т. е. со стороны набегающей (на обод шкива) ветви ремня.

Подхватывать руками, досками, палками или любыми другими предметами заматавшийся на вращающейся трансмиссии ремень до полной остановки трансмиссии при любых обстоятельствах и случаях категорически запрещается.

Сшивка ремней при работе трансмиссии допускается только в том случае, когда ремень сброшен на ремнедеватель или крючок и не может коснуться вращающихся частей трансмиссий, а также при ограждении вращающихся частей, расположенных по соседству.

Сшивать ремни вальцевого станка необходимо сыромятной кожей. Кромка ремня не должна отходить уступами от его ветви; она должна иметь срезанную фаску по ширине ремня с поперечным швом, гарантирующим плотное прилегание конца ремня. Верхняя накладка ремня при сшивке должна быть против хода, а нижняя—по ходу шкива.

Применять канифоль, порошки, пасты и какие-либо другие вещества для уменьшения скольжения ремня во время движения трансмиссий не следует. Ослабевший ремень нужно своевременно перешить.

Чтобы избежать несчастных случаев и разлива масла при заполнении подшипников, а также из подшипников из-за переполнения их, необходимо устранять ослабления плоскости примыкания войлочных колец к шейке вала; пользоваться специальной лейкообразной маслёнкой с длинным (не менее 200 мм) носиком; иметь на полу (или на подвеске) поднос-противень для стекающего масла; заливать масло в подшипники аккуратно и осторожно; подходить к подшипнику при смазке его с удобной и безопасной стороны и не иметь в руках тряпок, концов и свисающих частей обшлагов и одежды; тряпки и тому подобный обтирочный материал складывать в специальный ящик и не разбрасывать по цеху.

При регулировании и проверке работы вальцевого станка в случае появления стука со стороны приводного шкива или шестерён рабочих валов необходимо немедленно остановить вальцевый станок, сбросив приводной ремень ремнесбрасывателем.

В случае если в рабочий зазор между валками попал посторонний предмет, который не захватывается валками (болт, гайка, железный предмет, сгусток продукта и т. п.), необходимо немедленно остановить станок, сбросив ремень со шкива ремнесбрасывателем. Подхватывать посторонний предмет, находящийся вблизи валков, пальцами руки категорически запрещается. Запрещается также чистить или вынимать на ходу вальцевого станка щитки, подающие продукт к валкам.

Зазор между питающими валиками и заслонкой очищают скребками, соблюдая осторожность.

При работе станка необходимо постоянно следить за правильной работой аспирации, регулярно прочищать специальным приспособлением аспирационные трубки и каналы, не допускать загрязнения воздуховода, станка, фильтров, самотёчных и самотасочных труб и открытых лючков.

О всех замеченных неисправностях трансмиссий, ограждений,

вальцевого станка, освещения, аспирации и т. п., если рабочий не может устранить их самостоятельно, надо немедленно сообщать начальнику цеха или его сменному помощнику, действуя далее по их указаниям.

При ликвидации и уборке завалов нужно остановить машину, а продукт завала выпустить на пол. Проворачивать при этом заваленную самотаску или шнек своей силой запрещается.

Башмак самотаски следует очищать скребком, оберегая при этом руки от ушиба ковшами, что может произойти при самопроизвольном ходе расчищаемой самотаски.

При завале шнека следует открыть нижний лючок и сбросить ремень. Очищать шнек от завала на ходу нельзя. При очистке шнека надо также оберегать руки от порезов и захвата перьями шнека.

Продукт, выпущенный на пол, следует убрать и подработать в свою смену. Рабочее место надо содержать в чистоте, следя за постоянной чистотой и вальцевого станка.

При ремонтах, разборке и сборке вальцевого станка необходимо проверить перед началом работ исправность подъёмных талей, тележек для перевозки вальцевых валков и инструмента, обратить внимание на подготовку гаечных ключей необходимых размеров, молотков и кувалд с ровными бойками без заусениц и зазубрин и с хорошо насаженными ручками.

Чтобы выключить вальцевый станок или его половину, ремень можно сбрасывать только ремнесбрасывателем.

При ремонте выключенного из работы вальцевого станка или его половины и при сшивке ремня находящиеся по соседству вращающиеся части (шкивы, шестерни и т. п.) других станков должны быть ограждены.

При разборе вальцевого станка снятые детали необходимо складывать в порядке и не разливать на пол масло из подшипников и футляров. Снимать и устанавливать вальцевые валки без специальных подъёмных талей, передвигать их по помещению без тележек нельзя.

В случае подвешивания тали (для подъёма валков) к крюку, стержень которого проходит сквозь потолочное перекрытие, опорную гайку стержня крюка необходимо опереть на металлическую подкладку соответствующих размеров, а не непосредственно на перекрытие. При снятии валков и других деталей непосредственно на пол под них необходимо подкладывать подстилки.

По окончании работы и проверки качества ремонта надо обязательно установить и закрепить все ограждения и тщательно проверить, не оставлены ли посторонние предметы в станке или в футлярах, собрать и проверить все инструменты и запасные или замененные детали.

Перед пуском вальцевого станка в ход надо обязательно предупредить об этом работающих в цехе.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Афанасьев П. Л., проф. Мукомольные мельницы, 1883.
2. Апарин Г. А. Систематизация средств и методов измерений в машиностроении. Академия наук СССР, 1942.
3. Алексеев В. Н., инж. Распределение энергии в вальцевом станке при размоле зерна. МТИПП. Рукопись, 1940.
4. Братухин А. М. канд. техн. наук и Шербаков С. И. Технология переработки зерна. Заготиздат, М., 1945.
5. Берч Д. Р., инж. Вальцевый станок в мукомольном производстве. Заготиздат, М., 1938 г.
6. ВНИИЗ. Освоение и апробация статиметра конструкции ВНИИЗ. Рукопись, 1940.
7. ВНИИЗ. Предварительный отчет по теме № 21. Обзор современного состояния электрификации мельниц, крупозаводов и элеваторно-складского хозяйства. Рукопись, 1946.
8. Воробьев, проф., д-р техн. наук. Цепные передачи. 1947.
9. Гиршсон В. Я. Влияние зольности эндосперма на выхода муки. 1938.
10. Гольдберг Ю., инж. Рубинович М. и Свешников В., проф. Размалывающие чугунные валки, 1935.
11. ГХИ. Инструкция по анализу муки и отрубей. Изд. Государственной хлебной инспекции СССР, 1930.
12. Главмука. Временные правила организации и ведения технологического процесса мельниц Главмуки. 1944.
13. Главмука. Материалы о мельницах и элеваторах США и Европы. Изд. Главмуки, 1937.
14. Главмука. Альбом сменных деталей мельничных машин, ч. III. Изд. Главмуки, 1939.
15. Добровольский В. А., проф., д-р техн. наук. Детали машин, 1945.
16. Демидов А. Р. канд. техн. наук. Исследование режима работы вальцевого станка при измельчении зерна. Диссертация, рукопись, 1947.
17. Демидов А. Р., канд. техн. наук. Автоматический вальцевый станок, статья в выпуске ВНИИЗ "Сообщения и рефераты" (к научной конференции ВНИИЗ), 1947.
18. Джунковский Н. Н. Ремонт строительных машин, 1945.
19. Егоров Г. Г. Теория дробления и тонкого измельчения, 1938.
20. Жоховский М. П. и Разумихин В. Н. Измерение давления — приборы и их проверка и методика измерения, 1938.
21. Зворыкин К. А. проф. Курс по мукомольному производству, 1894.
22. Зайцев А. К., проф., д-р техн. наук. Учение об износе, трении и смазке в машинах, ч. I. 1947.
23. Козьмин П. А., проф., д-р техн. наук. Мукомольное-крупяное производство. 1926.
24. Козьмин П. А. проф., д-р техн. наук. Мукомольное производство. 1938.
25. Козьмин П. А., проф., д-р. Американские помолы, 1932.
26. Козьмин П. А., проф., д-р. Эйдуз П. Г., инж., Барер Г. О., доц., Козьмина Е. П., инж. Мукомольное производство, 1940.
27. Крагельский И. В. "Физико-химические свойства сельскохозяйственных растений как основа расчёта сельскохозяйственных машин", статья в сборнике ВИСХОМ "Работы по теории, расчету и производству сельхозмашин". 1940.
28. Козьмина Н. П., проф. и Кретович В. Л., проф. Курс химии зерна и продуктов переработки. 1938.
29. Куприц Я. Н., проф., д-р техн. наук. Физико-химические основы размола зерна. Заготиздат. 1947.
30. Левинсон Л. Б., проф., д-р и Прейгерзон Г. И. Дробление и грохочение полезных ископаемых, изд. 1940.
31. Фролов К. П., Соколов и др. Измельчение эндосперма на рифлёных и гладких валках. 1937.
32. Аркулис. Мельничные стальные валки. 1937.
33. Младзиевский А. П. и Якобсон М. О. Эксплуатация, монтаж и ремонт металлорежущих станков. 1946.
34. Муриан М. Я., инж. и Пивоваров, инж. Определение давления между валками и полезной работы мельничных вальцевых станков. Рукопись, 1939.
35. Наумов И. А., доц., канд. техн. наук. Ремонт и монтаж мельниц. Заготиздат, 1947.
36. Панченко А. В., доц., канд. техн. наук. Сверхамериканские скорости в вальцевых станках. 1934.
37. Поляков, канд. техн. наук. Клиноременные передачи. 1947.
38. Португалова А. А. "Регулировка радиально-упорных и упорных подшипников", статья в журн. "Шарикоподшипник" № 1. 1940.
39. Ребиндер П. И., акад. Шрейнер Л. А., Жигач К. Ф. Понижители твёрдости в бурении 1944.
40. Розенштейн Л. И., инж. Вальцевый станок. 1934.
41. Розенштейн Л. И., инж. Техминимум для рифельщика. 1943.
42. Смирнов Л. И. Технохимический контроль мукомольно-крупяного производства, 1938.
43. Суворов Н. С., проф. Фракционный метод очистки пшеницы. 1938.
44. Сборник рацпредложений Куйбышевского треста Главмуки. 1947.
45. Сборник рацпредложений Иркутского треста Главмуки. 1947.
46. Сборник рацпредложений Узбекского треста Главмуки. 1945.
47. Сборник рацпредложений Челябинского треста Главмуки. 1940.
48. Сутурин А. С., инж. Вальцевый станок и уход за ним. 1935.
49. Темников Ф. Е., инж. Дистанционный контроль в промышленности. 1940.
50. Тюменев К. Н. инж. Краткий справочник мукомола, крупящика. 1944.
51. Целиков А. И., проф., д-р. Прокатные станы 1946.
52. Чистов, инж. "Механические свойства зерна пшеницы. Известия Томского института технологии зерна и муки", т. II, вып. V. 1936.
53. Шполянская А. Л., канд. техн. наук. Исследование механических свойств зерна разной влажности при статическом и ударном сжатии. Диссертация, рукопись 1947.
54. Щелкин С. И., проф. Контрольно-измерительные и регулирующие приборы в химических производствах. 1945.
55. Шумский Д. В., проф., д-р. Элеваторно-складское хозяйство, ч. I. 1940.
56. Эйдуз П. Т., инж. Основные показатели режима 72%-ного помола. 1937.
57. Журнал "Советское мукомолье и хлебопечение за разные годы.
58. Scott J. H. Flour Milling Processes. 1936.
59. Синцеров А. Д. Вентиляционные установки элеваторов, мельниц и крупозаводов. 1943.
60. Дьячков А. К., канд. техн. наук. Расчёт подшипников быстроходных двигателей. 1939.
61. "Трение и износ в машинах". Труды Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. Академия наук СССР, Институт машиностроения. 1940.
62. Семендяев К. А. Эмпирические формулы. 1933.
63. Материалы Технического отдела Главмуки.
64. "Техническая энциклопедия", т. XIX, статья "Рифли" канд. техн. наук Розенштейна Л. И.
65. Шитников Б. В., канд. техн. наук. Динамическая балансировка роторов турбин при их постройке и ремонте. Трансжелдориздат. 1911 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I. Вальцевый станок

1. Назначение вальцевого станка	3
2. Устройство вальцевого станка	4
3. Классификация элементов конструкций вальцевых станков	8
4. Краткая история развития конструкции вальцевого станка	10

Глава II. Элементы теории и конструкция основных рабочих органов вальцевого станка

1. Общий обзор	19
2. Некоторые данные о физико-механических свойствах зерна и продуктов его переработки	20
Размеры зерна	—
Форма, строение и структура частиц, подвергаемых измельчению	22
Вес измельчаемых частиц	23
Прочность, упругие и пластические свойства зерна и изменение их в связи с изменением влажности	24
3. Материал и конструкция рабочих валков	30
Форма рифлей валков	34
Взаиморасположение рифлей на валках	35
Уклон рифлей валков	37
4. Угол захвата и минимально допустимый диаметр валков	39
5. Скорости вращения валков, длина пути и время обработки продукта, число и интенсивность воздействия рифлей на измельчаемый продукт	42
6. Механизм питания	46
7. Производительность вальцевых станков	59
8. Усилия, испытываемые валками вальцевого станка, и расход энергии на измельчение	63
9. Аспирация и охлаждение валков вальцевого станка	69
10. Требования, предъявляемые к конструкции вальцевого станка	73

Глава III. Конструкции основных узлов вальцевого станка и предпосылки для их расчёта

1. Приводные механизмы	76
2. Схема расчёта валков	88
3. Конструкции подшипников	90
4. Конструкции и схема расчёта механизмов для регулирования величины рабочего зазора между валками	106

Глава IV. Конструкции вальцевых станков

1. Вальцевый станок Главпродмаша ЗВН и ЗВГ	122
2. Вальцевый станок В	134
3. Вальцевый станок Главпродмаша ЗМ	141
Механизм гидروпривода	145

Глава V. Режим работы вальцевого станка

1. Режим работы вальцевого станка и анализ факторов, его определяющих	153
2. Методы контроля режима работы вальцевого станка	155
3. Краткий обзор исследований режима работы вальцевого станка	162
4. Некоторые данные об организации и методике исследования режима работы вальцевого станка	164
5. Коэффициент извлечения μ как основной показатель, характеризующий технологический эффект измельчения зерна (на I драной системе)	174
6. Зависимость коэффициента извлечения μ от величины рабочего зазора α между валками	178
7. Зависимость величины давления p и расхода энергии от степени измельчения зерна на I драной системе	185
Влияние влажности	191
Влияние степени притуплённости рифлей	—
Зависимость мощности от производительности	192
Характер изменения удельного расхода энергии на измельчение в зависимости от коэффициента извлечения μ	—
8. Рабочая гипотеза механики процесса измельчения зерна на I драной системе и физический смысл уравнений извлечения, давления и расхода энергии	194
9. Режим работы вальцевого станка при размоле крупок и дунстов	201
Давление как основной показатель, определяющий режим работы вальцевого станка при размоле крупок и дунстов	202
10. Общие выводы по исследованию режима работы вальцевого станка	211

Глава VI. Основные указания по технической эксплуатации и ремонту вальцевых станков

1. Приём вальцевых станков	214
2. Настройка станка „на режим“, управление и уход за станком	217
3. Ремонт и замена валков вальцевого станка	220
4. Техника безопасности при эксплуатации и ремонте вальцевых станков	231
Библиография	236