

ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

В двух томах

Том **2**

*Бумагоделательные
машины*

Под редакцией В. А. Чичаева



Москва

«Лесная промышленность»
1981

Оборудование целлюлозно-бумажного производства. В 2-х томах. Т. 2. Бумагоделательные машины/В. А. Чичаев, М. Л. Глезин, В. А. Екимов и др.— М.: Лесная пром-сть, 1981.— 264 с.

В I томе описаны устройство, особенности конструкции, принципы работы и технические характеристики современного отечественного оборудования для производства волокнистых полуфабрикатов. Во II томе приведены систематизированные сведения по основным классам плоскосеточных бумагоделательных машин, основам их конструирования, расчета и эксплуатации.

Для инженерно-технических работников предприятий, проектных и конструкторских организаций целлюлозно-бумажной промышленности и бумагоделательного машиностроения.

Табл. 36, ил. 97, библиогр.— 98 назв.

12

Авторы: Чичаев В. А., Глезин М. Л., Екимов В. А., Ильинский М. В., Лихтер А. Д., Лотвинов М. Д., Пестриков В. М., Подковырин А. И., Фейгин В. Б., Цирельсон Г. И., Шустов А. Д.

О 31414—165
037(01)—81 80—81 3003000000

© Издательство «Лесная промышленность», 1981 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современные бумагоделательные машины — сложнейшие агрегаты. При их компоновке применяются разнообразные новые формулирующие, обезвоживающие и сушильные устройства. Широкое применение находит автоматизация управления процессами производства бумаги.

Цель издания книги — дать систематизированные сведения по основным классам плоскосеточных бумагоделательных машин, основам их конструирования, расчета и эксплуатации.

В книге излагаются принципы конструирования бумагоделательных машин, дается методика выбора и расчета их основных параметров, приводится описание конструкций и их классификация по технологическим признакам. По основным видам оборудования рекомендуются режимы эксплуатации.

Круглосеточные картоноделательные машины, машины для выработки специальных видов бумаги (синтетических, электрохимических и др.), вопросы максимально замкнутого водопользования на машине, машины с формованием бумажного полотна сухим способом, а также отделочное и упаковочное оборудование в данной книге не освещены.

Приводя систематизированные сведения по основным видам оборудования, выпускаемого отечественными заводами, авторы освещают также, где это необходимо, зарубежный опыт. Это позволяет косвенно судить о техническом уровне отечественного бумагоделательного машиностроения и мировой практике в этой области.

Настоящее издание подготовлено специалистами Центрального научно-исследовательского и проектно-конструкторского института по проектированию оборудования для бумагоделательного машиностроения и Всесоюзного производственного объединения «Союзбуммаш».

Авторы признательны всем специалистам института, принимавшим участие в оформлении материала, и выражают благодарность инженерам Г. З. Розенфельду, Е. М. Сегаль, Е. В. Васютину и др. за помощь в работе над отдельными разделами книги.

Авторы будут благодарны за критические замечания и пожелания по содержанию книги, которые можно присылать в Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт по проектированию оборудования для целлюлозно-бумажной промышленности (ЦНИИбуммаш) по адресу: 191065 г. Ленинград, Дворцовая площадь, 6/8.

1. БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫЕ И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

1.1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОЙ МАШИНЕ И ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЕЕ ОСНОВНЫХ ЧАСТЕЙ

Технологический процесс изготовления бумаги (картона) включает следующие основные операции: аккумуляирование бумажной массы, разбавление ее водой до необходимой концентрации и очистку от посторонних включений и узелков; напуск массы на сетку; формование бумажного полотна на сетке машины; прессование влажного листа и удаление избытка воды; сушку; машинную отделку и намотку бумаги (картона) в рулон. В технологическом потоке производства бумаги бумагоделательная машина — самостоятельный агрегат, основные узлы которого установлены строго последовательно вдоль монтажной оси.

Бумагоделательная машина включает: напорный ящик, сеточную, прессовую и сушильную части, каландр и накат. Кроме того, к ней относится машинный бассейн для массы, оборудование для ее очистки, насосы для подачи воды и массы, вакуумные насосы, устройства для переработки брака, оборудование для циркуляционной смазки, приточно-вытяжная вентиляционная система, регулирующие и контрольно-измерительные приборы и др.

Система подготовки и подачи массы на машину обеспечивает постоянство композиции, концентрации массы, степени помола, не допускает осаднения волокон, выделения проклевывающих и наполняющих веществ, а также контролирует расход бумажной массы, поступающей на машину, предварительно прошедшей тщательную очистку и деаэрацию. В качестве очистного оборудования широко применяются конические вихревые очистители и узлоловители закрытого типа. В необходимых случаях конические вихревые очистители оснащаются устройством для деаэрации массы. Для создания вакуума применяются водокольцевые вакуум-насосы и вакуум-компрессоры.

Готовая бумажная масса при концентрации 2,5—3,5 % из размольно-подготовительного отдела подается в машинный бассейн с циркуляционным устройством. В современных системах непрерывной подготовки бумажной массы при использовании автоматически действующей контрольно-измерительной и регулирующей аппаратуры объем машинного бассейна принимается из расчета работы машины в течение 30—40 мин. Для выработки некоторых видов продукции после машинного бассейна устанавливают конические или дисковые мельницы, предназначенные для рафинирования массы, т. е. устранения пучков волокон, или дополнительного ее размола, а также регулирования степени помола, особенно при выработке технических видов бумаги. Затем масса концентрацией обычно 0,1—1,3 % (в зависимости от вида и массы 1 м² вырабатываемой продукции) передается в напорный ящик, основное назначение которого — равномерная подача массы на сетку по всей ее ширине. Сейчас широко применяются закрытые напорные ящики, в которых требуемый напор массы создается давлением воздушной подушки. В этих ящиках система потокораспределения включает коллектор переменного сечения и перфорированную плиту, а для выравнивания и турбулизации потока

массы используются приводные перфорированные валы. Для улучшения процесса напуска массы на сетку и снижения металлоемкости применяются напорные ящики гидродинамического типа без воздушной подушки. Необходимая степень разбавления массы для отлива на сетке бумагоделательной машины зависит от массы 1 м² бумаги, рода волокна и степени помола [20]. Обычно для ускорения процесса формования бумажного полотна концентрацию бумажной массы, поступающей на сетку, повышают с увеличением массы 1 м² бумаги. При отливе тонкой бумаги требуется более сильное разбавление массы, при этом волокна дольше задерживаются на сетке во взвешенном состоянии и тем самым условия формования бумажного полотна улучшаются. Такие условия формования бумажного полотна создаются и при выработке высокопрочных видов бумаги со значительной массой 1 м². Так, для получения высокопрочной мешочной бумаги массой 1 м² 70 и 80 г концентрация массы в напорном ящике должна быть 0,15—0,3 %.

На процесс обезвоживания массы весьма существенное влияние оказывает степень помола массы. Более жирная масса труднее отдает воду на сетке машины, поэтому в этом случае бумагу вырабатывают при меньшем разбавлении массы. Понижение разбавления при отливе бумаги жирной массы не ухудшает формования листа, так как волокна лучше диспергируются и медленнее оседают на сетку. Например, при выработке тонкой туалетной бумаги и алигнина (8—12 г/м²) из массы очень садкого помола ее разбавляют до 0,1 %, тогда как при выработке конденсаторной бумаги (8—12 г/м²) из массы очень жирного помола ее концентрация обычно составляет 0,25—0,28 %.

На процесс обезвоживания массы на сетке машины влияет также температура массы. При повышении температуры массы, когда обезвоживание ее на сетке облегчается, можно работать с большей степенью разбавления и, наоборот, при понижении температуры массы приходится снижать степень ее разбавления.

На сеточной части машины происходит отлив и формование бумажного полотна, что связано с удалением из бумажной массы основного количества воды. Бесконечная сетка проходит по поддерживающим ее регистровым валикам или гидропланкам, где бумажная масса обезвоживается до концентрации 2—4 %. Дальнейшее обезвоживание до концентрации 8—12 % происходит на отсасывающих ящиках под действием вакуума. Затем полотно бумаги обезвоживается на гауч-вале под действием вакуума в отсасывающей камере, а иногда и давления прижимного вала. Сухость бумажного полотна после сеточной части составляет 12—22 % в зависимости от вида вырабатываемой продукции. Сетка охватывает вал гауча и возвращается к грудному валу по нескольким сетководущим валикам. Обычно приводными являются гауч-вал, ведущий вал и один или два сетководущих вала.

Основные усовершенствования, внесенные за последние годы в конструкцию сеточной части, касаются установки гидропланок и мокрых отсасывающих ящиков в сочетании с сетками из синтетических материалов. Широкое применение новых обезвоживающих элементов стало возможным после освоения промышленностью износостойкого материала для их покрытия — высокомолекулярного полиэтилена низкого давления. Хорошие результаты получены при покрытии крышек отсасывающих ящиков карбидом кремния.

Проводились исследования по созданию формующих устройств для формования полотна между двумя сетками. Такое формование позволяет получить полотно, обе поверхности которого имеют одинаковые свойства. При формовании полотна между двумя сетками исключается свободная поверхность бумажного полотна, контактирующая непосредственно с воздухом, и сокращается продолжительность формования. Разработано много различных конструкций устройств для двухсеточного формования (см. подраздел 6.3) [30].

После сеточной части бумажное полотно поступает в прессовую часть, состоящую обычно из нескольких прессов, на которых оно последовательно обезвоживается до сухости 30—42 %. Обычно пресс состоит из двух валов, из которых нижний — отсасывающий. Кроме того, при выработке некоторых видов продукции в прессовой части применяются и сглаживающие прессы, которые устанавливаются после отсасывающих прессов. Между прессовыми валами проходит бесконечное, поддерживаемое суковедущими валиками сукио, которое транспортирует бумажное полотно. Для интенсификации обезвоживания полотна в прессовой части применяют пресса с желобчатыми валами и повышенным линейным давлением между ними. Немаловажное значение для обезвоживания полотна имеют надлежащий подбор сукои и их кондиционирование. Бумажное полотно, сформованное в сеточной части, автоматически вакуум-пересасывающим устройством передается на сукио прессовой части. Современные конструкции комбинированных многовальных прессов обеспечивают прохождение бумаги без свободных участков (участков, где полотно бумаги не поддерживается суком), что позволяет осуществить безобрывную проводку бумаги в прессовой части.

Сеточную и прессовую части машины называют «мокрой» частью. Из общего количества воды, удаляемой из бумажного полотна на машине, на сеточную часть приходится 94—96 %, на прессовую 3—4 %. Дальнейшее обезвоживание (сушка) бумажного полотна происходит в сушильной части машины.

Сушильная часть бумагоделательной машины состоит из сушильных цилиндров, нагреваемых паром. Они расположены в шахматном порядке, обычно в два яруса. По сушильным цилиндрам проходит бумажное полотно, попеременно соприкасаясь с нижними и верхними цилиндрами то одной, то другой поверхностью. Для лучшего контакта между цилиндрами и бумагой и облегчения заправки применяют сушильные сукиа (сетки), охватывающие сушильные цилиндры примерно на 180°. Натяжение сукои и их правка осуществляются соответственно суковедущими, сукоинатяжными и сукоиправильными валиками, оснащенными необходимыми механизмами. Подсушивание сукои обеспечивается сукоосушительными цилиндрами и сукоипродувными валиками.

Для интенсификации сушки в сушильной части применяют закрытые колпаки и колпаки скоростной сушки с сопловым обдувом бумажного полотна горячим воздухом. Значительный эффект, особенно на скоростных машинах, наблюдается от применения синтетических сеток. Благодаря открытой структуре сеток интенсифицируется процесс парообразования с поверхности бумажного полотна, облегчается вентиляция сушильной части и существенно увеличивается срок службы одежды. Для полотен с ярко выраженной пори-

стой структурой (санитарио-бытовых видов бумаги, фильтровальных картонов и др.) весьма эффективной оказалась сушка с прососом воздуха сквозь полотно, осуществляемая на специальных перфорированных цилиндрах (конструкция цилиндров описана в подразделе 9.6).

Сухость бумажного полотна после сушильной части составляет 92—95 %, а температура 70—90 °С. Для обеспечения высококачественного калайдрования и хорошей намотки полотна в конце сушильной части устанавливают холодильные цилиндры, охлаждаясь на которых, бумажное полотно впитывает в себя влагу и увлажняется на 1—2 %. После сушки бумажное полотно с целью уплотнения и повышения гладкости обычно проходит через машинный калаандр, состоящий из расположенных друг над другом двух—восьми валов. Полотно, огибая попеременно валы калаандра, проходит между ними при все возрастающем давлении. Современные машинные калаандры снабжаются механизмами прижима, подъема и вылегивания валов. Нижний вал и один из промежуточных обычно выполняются с регулируемым прогибом что позволяет применять высокие давления в захватах валов при сохранении равномерности давления по ширине полотна.

Пройдя калаандр, бумажное полотно непрерывно наматывается на тамбурные валы в рулон диаметром до 2500 мм. Перезаправка с одного тамбурного вала на другой осуществляется при помощи специальных механизмов и устройств.

После бумагоделательной машины бумага поступает на продольно-режательный станок и далее к упаковочной машине.

Для получения более высоких показателей плотности, гладкости и лоска большинство видов бумаги для печати, писчей и технической бумаги пропускают через суперкаалаандр.

Все новые бумаго- и картоноделательные машины оснащаются многодвигательными приводами, скорость машины и ее секций поддерживается постоянной автоматически. Питание секционных электродвигателей осуществляется от индивидуальных тиристорных преобразователей.

На новых высокопроизводительных машинах устанавливаются автоматические системы управления технологическими процессами выработки продукции (АСУТП), включающие электронно-вычислительные машины (ЭВМ), всевозможные измерительные устройства, исполнительные механизмы, преобразователи и различное вспомогательное оборудование.

Бумаго- и картоноделательные машины размещаются обычно в двух этажах. Основные узлы машины, где формируется, обезвоживается и наматывается полотно, размещаются на втором этаже, а вспомогательное оборудование технологических коммуникаций на первом.

На первом этаже устанавливается также оборудование для переработки мокрого (гауч-мешалка) и сухого (гидроразбиватель) брака, станция централизованной смазки и др.

Основные параметры, характеризующие бумагоделательную машину, — ширина вырабатываемой бумаги (в мм) и скорость (в м/мин). Эти два параметра, а также масса 1 м² полотна определяют производительность машины (т/ч, т/сут и тыс. т/год).

На рис. 1.1. представлена схема современной скоростной широкоформатной машины для выработки книжно-журнальной бумаги.

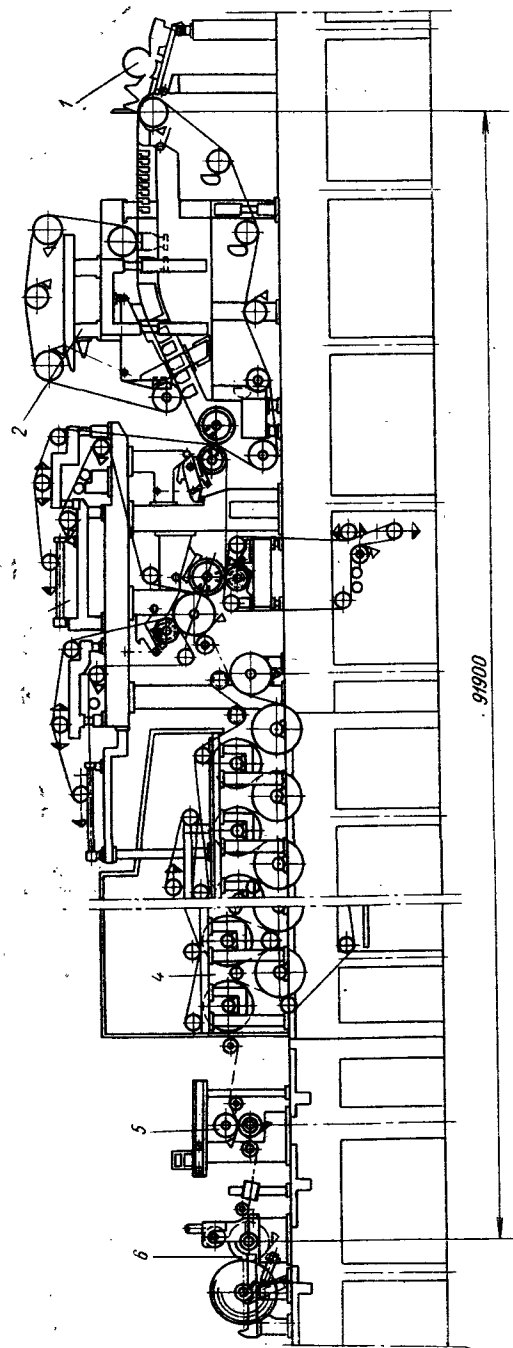


Рис. 1.1. Бумагоделательная машина для выработки книжно-журнальной бумаги:
1 — напорный ящик; 2 — прессовая часть; 4 — сушильная часть; 5 — каландр; 6 — накат

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ БУМАГО- И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Бумаго-, картоноделательные и сушильные машины классифицируются по основному параметру — обрезной ширине полотна. Кроме того, вид и тип машины определяются их назначением по вырабатываемой продукции, которая в свою очередь подразделяется на массовую, немассовую и специальную (табл. 1.1) [26].

1.1. Систематизация бумаго- и картоноделательных машин

Вид машины	Тип машины	Обозначение	Типоразмер по обрезной ширине полотна, мм
Для массовой продукции	Для бумаги	БМ	1680; 2520; 4200; 6300; 6720; 8400; 10 080; 10 500
	Для картона	КМ	2100; 4200; 6300; 8400; 10 500
Для немассовой продукции	Для целлюлозы	ЦМ	4200; 6400
	Для бумаги	БН	1680; 2520; 4200; 6300
Для специальной продукции	Для картона	КН	1680; 2100; 4200
	Для целлюлозы	ЦН	2100
	Для бумаги, получаемой формованием из водных суспензий	БСВ	840; 1050; 1250; 1680; 2100; 2400; 2520
	Для бумаги, получаемой сухим формованием	БСС	840; 1050; 1250; 1680; 2000

К массовым видам продукции относятся: газетная, писчая, бумага для печати, мешочная, оберточная, основа для гофрирования, санитарно-гигиеническая; картон для гладких слоев гофрированного картона, коробочный, хром-эрзац и кровельный; целлюлоза для выработки бумаги и картона и целлюлоза для химической переработки.

К немассовым видам продукции относятся: конденсаторная, кабельная, электроизоляционная, сигаретная, папиросная, афишная, билетная, чертежная, картографическая, перфокарточная, этикеточная, обойная, подпергамент, пергамин, основа для парафинирования и другие виды бумаги; картон электроизоляционный, переплетный, фильтровальный, прессшпан, калибровочный, облицовочный, каркасный, чемоданный, термошумоизоляционный; хлопковая целлюлоза.

К специальным видам продукции относятся: электроизоляционная термостойкая и химически стойкая бумага, фильтрующая химически стойкая, щелочестойкая, искусственная кожа, стелечный целлюлозный материал, специальная фильтрующая, реставрационная и др.

На основные узлы бумаго- и картоноделательных машин ЦНИИбуммашем разработаны отраслевые стандарты.

Компоновка бумаго-, картоноделательных и сушильных машин зависит от вида вырабатываемой продукции, и их проектирование, как правило, носит индивидуальный характер. Основные параметры сеточной и сушильной частей предварительно выбираются исходя из удельных съемов бумаги с сеточной части и воды в сушильной [20] с учетом практических данных. В дальнейшем эти части подвергаются более детальным расчетам (см. главы 6 и 8).

Теоретическую часовую производительность (Π_{τ} , кг/ч) бумаго- или картоноделательной машины можно рассчитать по формуле

$$\Pi_{\tau} = \frac{Bvq \cdot 60}{1000} = 0,06Bvq,$$

где B — ширина полотна на накате, м; v — скорость машины на накате, м/мин; q — масса 1 м² вырабатываемой продукции, г/м².

Фактическую производительность (Π_{ϕ} , кг/сут) нетто можно определить по формуле

$$\Pi_{\phi} = 0,06Bvqk_1k_2k_3,$$

где k_1 — коэффициент загрузки работы машины в течение суток (число часов фактической работы, обычно 22,5—23); k_2 — коэффициент использования рабочего хода машины (учет холостых ходов, обычно 0,95—0,98); k_3 — коэффициент выхода нетто товарной продукции из брутто всей машинной продукции (учет оборотного брака, обычно 0,88—0,98).

1.3. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ БУМАГО- И КАРТОНДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Машины для выработки газетной бумаги — одни из наиболее производительных машин, несмотря на то, что масса 1 м² газетной бумаги составляет 40—51 г. Скорость этих машин достигает 1000—1100 м/мин, а ширина сетки 9850 мм.

Сеточная часть газетных машин за последние годы претерпела существенные изменения. Регистровые валики уступили место гидропланкам и мокрому отсасывающим ящикам. Металлическая сетка заменяется синтетической. Приводным является не только отсасывающий гауч-вал, но и сеткоповоротный и некоторые сетководущие валы. Получает распространение принципиально новый метод формования и обезвоживания полотна между двумя сетками. Применяются при этом напорные ящики гидродинамического типа, подающие стабильную струю массы с высокой микротурбулентностью. Благодаря двустороннему обезвоживанию и формованию оказывается возможным существенно сократить длину сеточной части и получить полотно с одинаковыми свойствами обеих сторон.

При скорости свыше 450—500 м/мин для передачи бумаги с сеточной в прессовую часть применяется вакуум-пересасывающее устройство. Прессов обычно три. Наибольшее распространение получила прессовая часть, включающая сдвоенный пресс и пресс с нижним желобчатым валом. У сдвоенного преса нижний отсасывающий вал и пересасывающее устройство охватываются общим сукном, средний вал гранитный, верхний — отсасывающий или желобчатый. У широких машин желобчатые валы «плавающего» типа. У новых машин применяются прессы с тремя-четырьмя зонами прессования, первая зона — между двумя сукнами. Нижний и верхние валы прессы желобчатые,

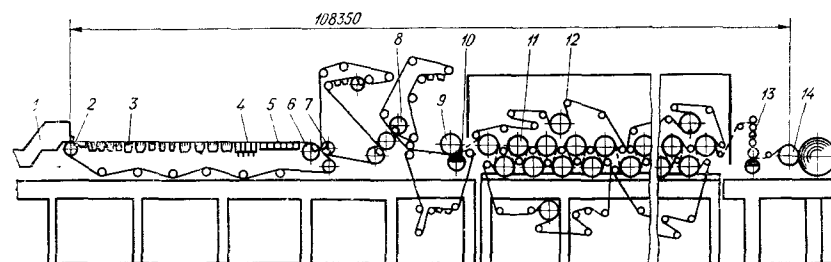


Рис. 1.2. Бумагоделательная машина Б-15:

1 — напорный ящик; 2 — грудной вал; 3 — гидропланки; 4 — мокрый отсасывающий ящик; 5 — отсасывающий ящик; 6 — отсасывающий гауч-вал; 7 — пересасывающий вал; 8 — отсасывающий прессовый вал; 9 — гранитный вал; 10 — прессовый вал с регулируемым прогибом; 11 — сушильный цилиндр; 12 — сукноведущий вал; 13 — валы каландра с регулируемым прогибом; 14 — цилиндр наката

второй снизу отсасывающий и за ним гранитный. Для промывки сукна пересасывающего устройства и первого прессы применяются вальцовая сукномойка с нижним отсасывающим или желобчатым валом и трубчатые сукномойки, для промывки остальных сукон — только трубчатые сукномойки.

Сушильная часть по приводу разделяется на три—пять групп, чаще на четыре группы. У машин шириной до 7—8 м применяются сушильные цилиндры диаметром 1500 мм (35—65 шт.), у более широких — 1800 мм (40—50 шт.). Доля сукносушильных цилиндров от всех бумагосушильных цилиндров обычно составляет 20—25 %. Если на машине применяются синтетические сетки, то сукносушильные цилиндры отсутствуют. Для первой сушильной группы или для верхов двух сушильных групп применяется одна сушильная сетка, охватывающая как верхние, так и нижние сушильные цилиндры каждой приводной группы и проходящая вместе с бумагой в межцилиндровых пространствах. Некоторые машины перед последней сушильной группой имеют полусухие двухвальные каландры. В последней сушильной группе устанавливаются также один или два холодильных цилиндра, которые охватываются сушильными сук-

нами. Газетная бумага проходит машинное каландрирование на шести- или восьмивальном каландре (применяются валы с регулируемым прогибом). Накат периферического типа с пневмоприжимом тамбурного вала. Первая отечественная широкоформатная скоростная бумагоделательная машина для производства газетной бумаги (рис. 1.2) установлена в 1976 г. на Кондопожском целлюлозно-бумажном комбинате. Ее основные технические характеристики следующие:

Масса 1 м ² вырабатываемой бумаги, г	51
Максимальная скорость машины, м/мин:	
по приводу	1 000
рабочая	760
Производительность суточная нетто за 22,5 ч, т	330
Установленная мощность электродвигателей, кВт:	
регулируемого привода	5 345
нерегулируемого привода	6 707
Габаритные размеры, мм:	
длина	108 350
ширина (по осям шин)	8 200
высота первого этажа	6 000
высота от пола второго этажа	6 855

В отличие от газетной бумаги ассортимент писчей и бумаги для печати довольно значителен. Поэтому компоновка машин зависит от ассортимента бумаги. Машины для выработки типографской бумаги с добавлением в композицию до 50 % древесной массы близки по компоновке к машинам для выработки газетной бумаги. В машинах для выработки журнальной бумаги высшего качества из 100 % беленой целлюлозы предусмотрена возможность интенсификации процесса обезвоживания и отделки поверхности полотна. Все современные машины имеют закрытые напорные ящики с воздушной подушкой и гидродинамического типа, плоские сеточные столы, идентичные столам машин для газетной бумаги, семь—девять обычных отсасывающих ящиков шириной 300—400 мм. Для некоторых видов бумаги (писчая № 0, 1, 2, офсетная, литографская) на сеточном столе устанавливается ровнитель.

Бумажное полотно, вырабатываемое на плоскосеточных машинах, характеризуется разносторонностью, которая усиливается с увеличением скорости машин и повышением содержания наполнителя в массе. Поэтому в машинах для выработки типографской бумаги получили распространение формирующие устройства с двумя сетками.

Прессовая часть обычно подобна прессовой части машин для выработки газетной бумаги, но часто добавляется еще сглаживающий пресс.

Сушильная часть машин шириной до 7—8 м включает до 65 сушильных цилиндров диаметром 1500 мм, более широких—до 47 цилиндров диаметром 1800 мм и разделяется по приводу на четыре—семь групп. Наряду с сушильными сукнами приме-

няются и синтетические сетки. В сушильной части обычно устанавливается полусухой каландр и клеильный пресс. Холодильных цилиндров один-два. Вентиляционный колпак закрытого типа. После сушильной части устанавливается один (4-, 6- или 8-вальный) каландр (каландровые валы с регулируемым прогибом). У машин для выработки бумаги, подлежащей последующему суперкаландрированию, количество каландровых валов может быть уменьшено до двух. Накат периферического типа с пневматическим прижимом тамбурного вала.

Первая отечественная бумагоделательная машина для выработки книжно-журнальной бумаги с формованием бумажного

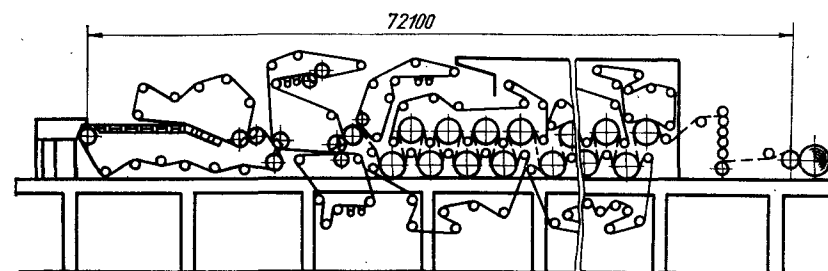


Рис. 1.3. Бумагоделательная машина 827

полотна между двумя сетками (рис. 1.3) изготовлена в 1978 г. для Жидачовского КБЗ. Основные технические характеристики ее следующие:

Масса 1 м ² вырабатываемой бумаги, г	62
Максимальная скорость машины, м/мин:	
по приводу	1 000
рабочая	580
Производительность суточная нетто за 22 ч, т	100
Установленная мощность электродвигателей, кВт:	
регулируемого привода	1 715
нерегулируемого привода	2 900
Габаритные размеры, мм:	
длина	72 100
ширина (по осям шин)	3 800
высота первого этажа	4 800
высота от пола второго этажа	7 000

Машины для выработки мешочной бумаги отличаются от рассмотренных выше большей длиной сеточного стола, применением высоких линейных давлений в прессовой части и компоновкой сушильной части, которая обеспечивает свободную усадку бумаги в процессе сушки.

Сеточная часть новых машин оснащается почти исключительно неподвижными обезвоживающими элементами—гидропланками и мокрыми отсасывающими ящиками. Обычных от-

сасывающих ящиков 5—10 шириной 300—610 мм. У некоторых машин над отсасывающим гауч-валом устанавливается прижимной вал. Длина сеточных столов до 22—23 м.

При традиционном исполнении прессовой части в первом прессе обычно устанавливается отсасывающий вал, а во втором и третьем желобчатые валы и валы с подкладными синтетическими сетками. Стали широко применяться многовалковые прессовые части, в которых совмещено пересасывающее устройство с первым прессом.

В сушильной части 56—58 цилиндров диаметром 1500 мм. Для широких бумагоделательных машин с шириной сетки более 8 м применяются сушильные цилиндры диаметром 1800 мм.

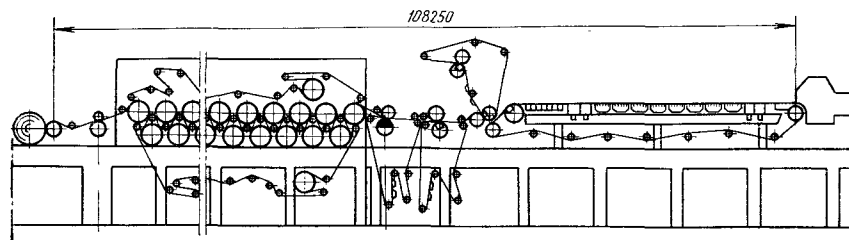


Рис. 1.4. Бумагоделательная машина БП-45А

Для обеспечения возможности свободной усадки бумаги сушильная часть по приводу разделяется на 7—10 групп. Над несколькими сушильными цилиндрами в зоне наибольшей усадки полотна устанавливаются колпаки скоростной суши.

На некоторых машинах устанавливают клеильные пресса, устройства для микрокрепирования бумаги и туннельные сушилки для суши бумаги на воздушной подушке. Такие сушилки встраиваются между обычной цилиндровой сушильной частью и предназначены для придания бумаге максимальной прочности за счет высыхания почти без натяжения от 50—60 до 85 % сухости. Над сушильной частью устанавливают вентиляционный колпак закрытого типа.

Для сглаживания поверхности бумаги применяются двух-валковые каландры с линейным давлением около 30 кН/м. У таких каландров нижний вал может быть покрыт стонитом, а верхний вал — обычный, чугунный с отбеленным поверхностным слоем.

Часто машины работают без каландрирования бумаги. Если машина рассчитана на выработку не только мешочной бумаги, но и других видов упаковочной продукции, устанавливают четырехвалковые каландры с нижним валом, имеющим регулируемый прогиб.

Накаты применяются периферического типа с пневматическим прижимом тамбурного вала. Первая отечественная бу-

магоделательная машина БП-45А для выработки мешочной бумаги обрезной шириной 6300 мм (рис. 1.4) установлена на Сегежском ЦБК в 1979 г. Ее основные технические характеристики следующие:

Масса 1 м ² вырабатываемой бумаги, г	70 и 80
Максимальная скорость машины, м/мин:	
по приводу	750
рабочая	550
Производительность суточная нетто за 23 ч, т	320
Установленная мощность электродвигателей, кВт:	
регулируемого привода	3 432,4
нерегулируемого привода	6 627,0
Габаритные размеры, мм:	
длина	108 250
ширина (по осям шин)	8 050
высота первого этажа	6 000
высота от пола второго этажа	6 860

Оберточно-упаковочная бумага вырабатывается машинной и односторонней гладкости. Бумагоделательные машины для выработки оберточно-упаковочной бумаги машинной гладкости по конструкции близки к машинам для выработки мешочной бумаги. Часто эта продукция вырабатывается на одной машине. Скорость по приводу до 750—1000 м/мин, ширина сетки до 9850 мм, производительность достигает 750 т/сут.

Особенностью бумагоделательных машин для выработки оберточно-упаковочной бумаги односторонней гладкости является наличие лощильного цилиндра в сушильной части. Сеточная часть может быть плоскосеточной или состоять из одного вакуум-формующего цилиндра. Для выработки бумаги массой 1 м² свыше 60 г в сушильной части машины перед лощильным цилиндром, а иногда и после него устанавливают несколько сушильных групп из цилиндров диаметром 1500 мм. Более тонкие виды бумаги (массой 1 м² до 60 г) вырабатываются на самосъемочных машинах с автоматической заправкой полотна. Бумажное полотно с сеточной части снимается при помощи пересасывающего устройства и одним сукном, охватывающим прессовые валы, передается в сушильную часть. Этим сукном охватывается верхний вал пресса и два отсасывающих прессовых (лощильных) вала, находящиеся в контакте с лощильным цилиндром. Нижний вал первого пресса (отсасывающий или с подкладной сеткой) имеет свое сукно. Таким образом, прессование происходит между двух сукон. Сушильная часть самосъемочных машин состоит из одного лощильного цилиндра большого диаметра (3,2—5 м). Над цилиндром устанавливают колпак скоростной суши с прямым воздушным обогревом полотна. Накат периферического типа. Скорость машины по приводу 550—660 м/мин, ширина сетки до 5000 мм, производительность достигает 55 т/сут. Сушильные цилиндры, устанавливаемые перед лощильным цилиндром, должны вы-

сушивать полотно бумаги до сухости 55—60 %. На лощильном цилиндре бумага высыхает до сухости 75—85 %. Высушенная таким способом бумага менее гладкая по сравнению с бумагой, высушенной только на одном цилиндре.

На самосъемочных машинах вырабатываются также санитарно-бытовые виды бумаги. Для выработки санитарно-бытовых видов бумаги обычно применяется масса садкого помола, поэтому длина сеточного стола этих машин 6—10 м. На сеточном столе устанавливается обычно не более трех отсасывающих ящиков. На современных машинах формование полотна осуществляется между двумя сетками или струя массы подается

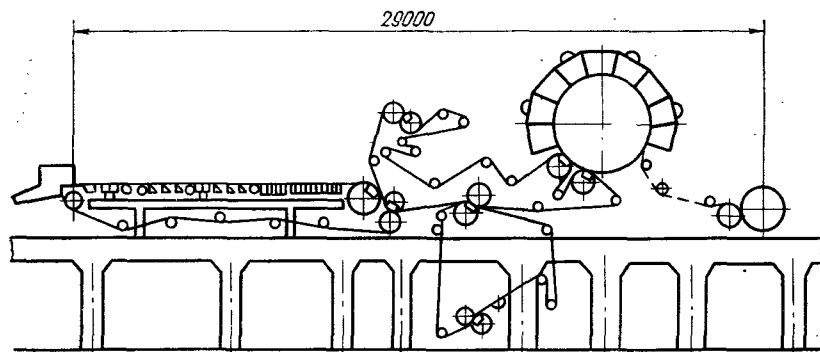


Рис. 1.5. Бумагоделательная машина Б-48

в зазор между сеткой и сукном, или сеткой и большим сушильным цилиндром.

Первая отечественная бумагоделательная машина Б-48 для выработки тонкой оберточной бумаги односторонней гладкости обрезной шириной 4200 мм представлена на рис. 1.5. Ее основные технические характеристики следующие:

Масса 1 м ² вырабатываемой бумаги, г	20—60
Максимальная скорость машины, м/мин:	
по приводу	600
рабочая (расчетная)	450
Производительность суточная нетто за 23 ч, т:	
для бумаги массой 1 м ² 35 г, вырабатываемой при избыточном давлении пара в лощильном цилиндре до 0,8 МПа	50
для бумаги массой 1 м ² 35 г, вырабатываемой при давлении пара в лощильном цилиндре не более 0,5 МПа	38
Установленная мощность электродвигателей, кВт:	
регулируемого привода	793
нерегулируемого привода	2 207
Габаритные размеры, мм:	
длина	29 000
ширина (по осям шин)	5 450
высота первого этажа	4 800
высота от пола второго этажа	7 850

Современные плоскосеточные картоноделательные машины обычно предназначены для выработки 2-слойных картонов, например крафт-лайнера с массой 1 м² до 400 г. Эти машины имеют два напорных ящика. Первый напорный ящик, как и у бумагоделательных машин, устанавливают перед грудным валом, а второй — над отсасывающими ящиками в том месте, где основной слой имеет сухость 6—8 %.

Установка двух напорных ящиков на одном сеточном столе дает возможность вырабатывать картон из массы двух разных видов. Например, для придания картону необходимых печатных свойств масса покровного слоя может быть более высокого качества, чем первого слоя. Сеточная часть плоскосеточных картоноделательных машин имеет довольно большую длину сеточного стола (до 20—22 м) и мощное вакуумное хозяйство. В формующей части устанавливают мокрые отсасывающие ящики и гидропланки, а число обычных отсасывающих ящиков доходит до 10—12.

Прессовая часть машины комплектуется с учетом максимальной интенсификации процесса обезвоживания. Первый пресс современных машин — комбинированный, состоящий из трех валов, второй — обычно желобчатый или с подкладной сеткой. При выработке картона с облагороженным покровным слоем в прессовой части устанавливают обратный пресс. Для интенсификации процесса обезвоживания иногда последний пресс устанавливают после подогревательной группы сушильных цилиндров.

Сушильная часть, включающая большое количество сушильных цилиндров, отличается оригинальной схемой пароснабжения для обеспечения специфических условий сушки основного и покровного слоев картона. Типичным примером конструктивного исполнения машины для выработки двухслойного картона является машина КП-10.

Картоноделательная машина КП-10 для выработки тарного наружного картона обрезной шириной 6300 мм представлена на рис. 1.6. Ее основные технические характеристики следующие:

Масса 1 м ² вырабатываемого картона, г	200—350
Максимальная скорость машины, м/мин:	
по приводу	600
рабочая	485
Производительность суточная нетто за 23 ч, т	800
Установленная мощность электродвигателей, кВт:	
регулируемого привода	4 642
нерегулируемого привода	7 660
Габаритные размеры, мм:	
длина	160 000
ширина (по осям шин)	7 900
высота первого этажа	6 000
высота от пола второго этажа	7 800

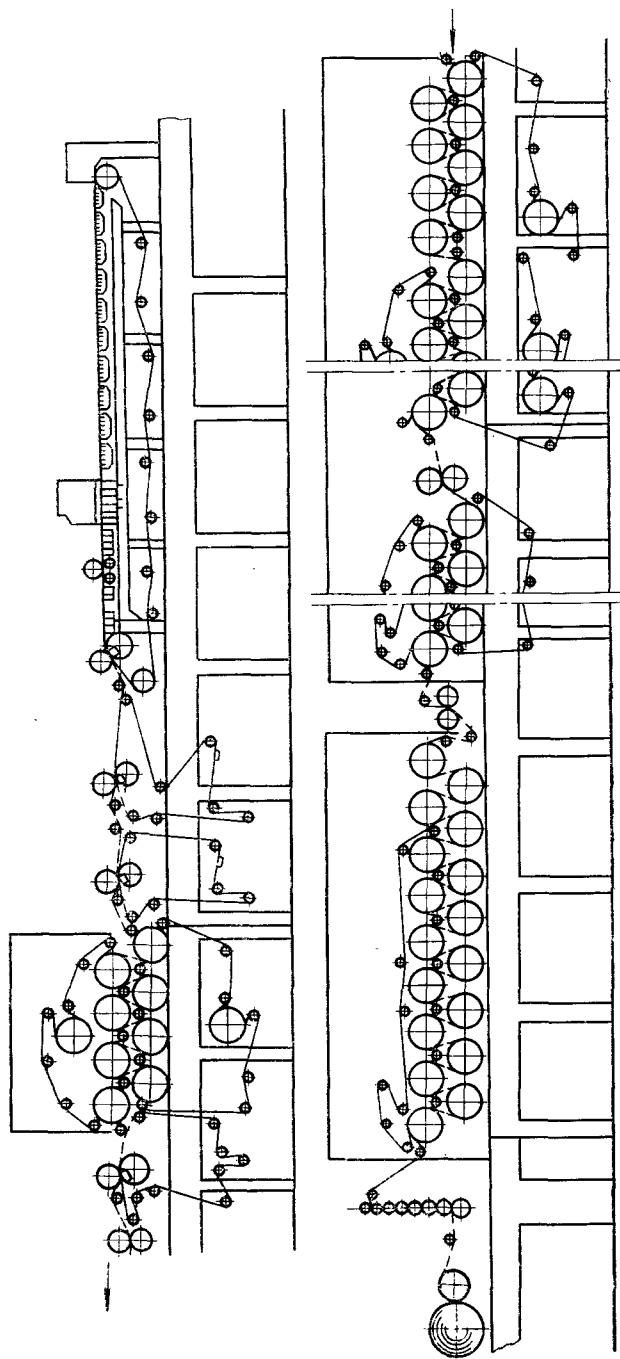


Рис. 1.6. Картоноделательная машина КП-10

Для сушки целлюлозы, являющейся исходным сырьем при выработке на бумаго- и картоноделательных машинах различных видов бумаги и картона, предназначаются **сушильные машины**. У современных сушильных машин напорные ящики, как правило, открытого типа со специальным коллектором, перфорированной плитой и перфорированными валиками.

Сеточные столы включают регистровые валики, мокрые и обычные отсасывающие ящики со sprысками горячей воды, ровнитель, двухкамерный гауч-вал с отжимным валом. Консольные столы машин позволяют использовать как металличе-

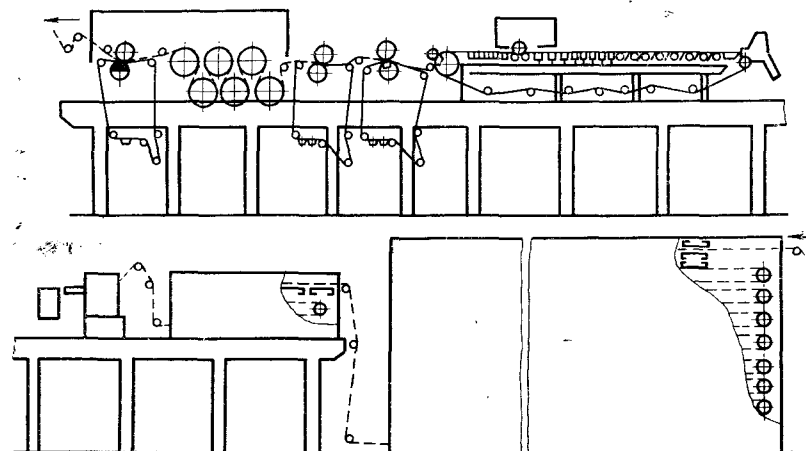


Рис. 1.7. Сушильная машина К2П-11

скую, так и синтетическую сетку. Последние конструкции сушильных машин имеют в сеточной части сеткоповоротный вал, передача полотна целлюлозы из сеточной в прессовую часть автоматическая.

Прессовая часть сушильных машин обычно состоит из трех прессов. Первый пресс прямой отсасывающий, второй и третий — прямые с нижними желобчатыми валами, причем у третьего пресса чаще используется желобчатый вал с регулируемым прогибом. Поверхностный слой желобчатых валов и верхнего вала третьего пресса выполняется из нержавеющей стали. Между вторым и третьим прессами для интенсификации обезвоживания часто устанавливают подогревательную группу, состоящую из трех—шести сушильных цилиндров.

Сушильная часть машин представляет собой 3—5-ярусную цилиндрическую сушилку или шкаф конвективной сушки (сушка полотна на воздушной подушке). Цилиндрические сушилки включают до 140 сушильных цилиндров диаметром 1500 мм и три-четыре холодильных цилиндра диаметром 1500 мм или один диамет-

ром до 4 м. Вместо холодильных цилиндров иногда применяют специальную охлаждающую камеру. За шкафом конвективной сушки, как правило, устанавливают охлаждающий шкаф (на воздушной подушке). После сушильной части устанавливают саморезку с листоукладчиком, реже накат.

Первые широкие отечественные сушильные машины К2П-11 (рис. 1.7) с обрезной шириной полотна целлюлозы 6400 мм имеют следующие технические характеристики:

Масса 1 м ² вырабатываемой целлюлозы, г	800
Максимальная скорость машины, м/мин:	
по приводу	200
рабочая	124
Производительность суточная нетто за 23 ч, т	758
Установленная мощность электродвигателей, кВт:	
регулируемого привода	1 134,5
нерегулируемого привода	4 455
Габаритные размеры, мм:	
длина (от оси грудного вала до оси тележки укладчика)	108 000
ширина (по осям шин)	8 350
высота первого этажа	7 200
высота от пола второго этажа	8 200

1.4. СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ (САУ)

По функциональному назначению САУ можно подразделить на системы контроля и управления технологическими параметрами, включая технологическую сигнализацию, и на системы автоматического и дистанционного управления электрическими, гидравлическими и пневматическими приводами силовых механизмов в установившемся и переходных режимах работы бумаго- и картоноделательных машин, включая блокировки и аварийную сигнализацию. По степени сложности САУ различают: локальные разомкнутые и замкнутые одно-двухконтурные и автоматизированные системы управления технологическими процессами (АСУ ТП).

Объем автоматизации бумаго- и картоноделательных машин определяется степенью охвата системами контроля и управления технологическими параметрами и показателями качества готовой продукции.

Любую бумагоделательную или картоноделательную машину можно условно подразделить на ряд основных объектов автоматизации: система подачи бумажной массы в напорный ящик и напуска ее на сетку; вакуумная система; установки для переработки мокрого и сухого брака; система подачи пара и отвода конденсата; система вентиляции и рекуперации тепла; система централизованной смазки; силовые механизмы сеточной, прессовой и сушильной частей, каландра и наката; механизмы правки и натяжения сеток и сукон; системы показателей качества готовой продукции и др.

Работу каждого объекта автоматизации и машины в целом характеризуют параметры:

технологические (уровни различных жидкостей и суспензий в емкостях; давление; расход и температура бумажной массы, свежей и оборотной воды, пара, конденсата, воздуха, подаваемого под колпак сушильной части и отводимой из него гидро-воздушной смеси, масла в системе смазки; влагосодержание паровоздушной смеси; вакуум в отсасывающих ящиках и камерах гауч-вала и прессовых валов; температура поверхности сушильных цилиндров и др.);

специальные параметры бумажной массы (рН, концентрация, степень помола и др.);

показатели качества готовой продукции (масса 1 м², влажность, толщина, зольность, степень проклейки, светопропускаемость, просвет, гладкость, цвет, белизна, сорность и др.);

параметры работы машины и ее механизмов (положение кромки и натяжение сетки и сукон; обрыв полотна; длина и площадь бумаги в рулоне; положение различных устройств; давление прижима или вылегчивания валов; температура подшипников; давление воздуха и масла в пневматических и гидравлических исполнительных механизмах, сила тока, напряжение и мощность электродвигателей и др.).

Аппаратура контроля, регулирования и управления располагается в основном на щитах и пультах, устанавливаемых вдоль лицевой стороны машины, а также иногда по месту.

Системы контроля технологических параметров должны обеспечивать высокую точность измерения и стабильность показаний. Системы управления технологическими параметрами должны обеспечивать заданную статическую и динамическую точность стабилизации и обладать необходимыми устойчивостью и быстродействием. Все САУ и их элементы должны удовлетворять требованиям надежности, долговечности и ремонтнопригодности.

2. ВАЛЫ БУМАГО- И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВАЛОВ БУМАГО- И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Валы являются наиболее распространенными элементами конструкции оборудования бумаго- и картоноделательных машин. В зависимости от их функционального назначения валы машин можно подразделить на валы для транспортирования бумажного полотна и одежды (бумаговедущие, сукно- и сетконатяжные, регистровые, сукно- и сетководущие, правильные), валы для обработки бумаги давлением (прессовые, каландровые) и специальные валы (перемешивающие напорного ящика, расправочные, сукнопродувные, ровнительные, гауч-вал). Валы

для транспортирования бумажного полотна и одежды предназначены для поддержания, перемещения и натяжения бумажных полотен, сукон и сеток в сеточной, прессовой и сушильных частях бумаго- и картоноделательных машин. Валы, поддерживающие сетку в сеточной части, носят название регистровых. Регистровые, сукно- и сетководущие валы вращаются благодаря силе трения при контакте с сетками и сукнами. Валы для обработки давлением предназначены для обезвоживания, прессования и каландрирования бумажного полотна. В соответствии с технологическим назначением они обычно выполняются жесткими и массивными. К специальным валам можно отнести отсасывающие гауч-валы, перфорированные валики в напорных ящиках, валы ровнителers в сеточной части, сукно-продувные валики, валики для расправления бумажного полотна типа «Маунт-Хоуп» и др.

Все валы бумаго- и картоноделательных машин должны удовлетворять требованиям надежности, долговечности и ремонтпригодности. Под надежностью вала понимают его безотказность в работе в течение межремонтного цикла, при этом вал должен надежно выполнять свои функции без частичной утраты работоспособности.

Долговечность вала выбирается в соответствии с экономическими критериями. Некоторое увеличение себестоимости вала из-за улучшения его конструкции ведет, как правило, к достижению значительной экономии при эксплуатации. При выборе оптимальной долговечности вала следует исходить прежде всего из экономических соображений. Например, долговечность обычного вала для обработки бумаги давлением определяется в основном числом его возможных перешлифовок, которое в свою очередь зависит от равномерности линейного давления, равенства окружных скоростей валов, толщины и твердости наружного рабочего слоя материала (отбеленного чугуна для каландровых валов, резиновой облицовки для прессовых валов и т. п.). Долговечность составного вала, кроме того, зависит от качества всех элементов его конструкции.

Ремонтпригодность вала характеризуется трудозатратами, связанными с его монтажом и демонтажом для перешлифовки и восстановления работоспособности. Конструкция валов бумаго- и картоноделательных машин, узлов их крепления должна отвечать требованиям удобства монтажно-демонтажных работ и быстроты смены валов [33].

2.2. ВАЛЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ БУМАЖНОГО ПОЛОТНА И ОДЕЖДЫ МАШИНЫ

Применяемые в сеточной, прессовой и сушильной частях машины сукно-, сетко-, бумаговедущие (картоноведающие) и регистровые валы по их основному конструктивному признаку называют трубчатыми.

Трубчатые валы определяют качество транспортирования бумажного (картонного) полотна и одежды, в связи с чем к ним предъявляются следующие основные требования:

оптимальное соотношение жесткости и массы, правильность геометрической формы, динамическая уравновешенность, удобство технического обслуживания в процессе эксплуатации.

В табл. 2.1 представлены стандартизованные в отечественном бумагоделательном машиностроении диаметры трубчатых валов, в табл. 2.2 — нормы точности на их изготовление.

2.1. Диаметры трубчатых валов, мм

Обрезная ширина полотна	Валы					
	регистровые	сетководущие	сукноведущие прессовой части	бумаговедущие прессовой части	сукно-, сетководущие сушильной части	бумаговедущие сушильной части
1680	78	162	200	100; 120	188	188
2100	90; 110	188	225	120; 150	213	213
2400	110	239	250	150; 175	239	239
2520	110; 140; 162	267	280	150; 175; 200	267	267
3200	140; 162; 188; 239; 267	318; 367	330; 380	175; 200; 225; 250; 280; 305; 330	318; 367	318; 367
4200	188; 239; 267; 318; 367	437; 367	380; 480	225; 250; 280; 305; 330; 380; 400	367; 464	367; 464
5300	318; 367; 388	530; 464	480	330; 380; 430	464	464
6300 } 6720 }	318; 367; 388; 413	600	542	380; 400; 430; 480	530	530

2.2. Нормы точности изготовления трубчатых валов без покрытия и валов с металлическим покрытием

Наименование параметров точности	Допускаемые значения	
	для сукноведущих валов	для бумаговедущих валов
Некруглость бочки вала, мм	0,05	0,05
Нецилиндричность бочки вала, мм	0,2	0,1
Эксцентриситет осей бочки и опорных шеек, мм	0,1	0,1
Динамический прогиб при рабочей частоте вращения, мм	0,3	0,25

Конструктивно трубчатый вал (рис. 2.2) выполнен в виде тонкостенной стальной трубы, в которую по концам запрессованы литые чугунные патроны со стальными цапфами. Во внутренних полостях патронов устанавливаются балансирующие грузы. Наружная поверхность валов, установленных в мокрой

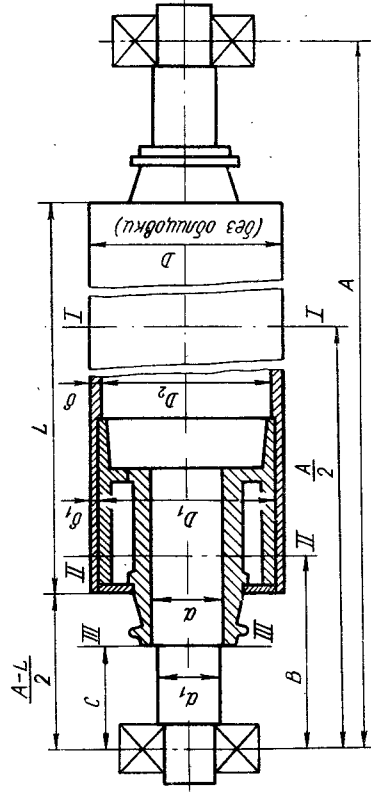
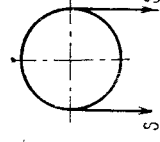


Рис. 2.1. Расчетные размеры трубчатого вала (к табл. 2.3)

Наименование параметров	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула	Примечание
-------------------------	-------------	---------------	-------------------	------------

Исходные данные

Скорость машины	v	м/мин		
Вес вала (без подшипниковых узлов)	G	Н		
Интенсивность нагрузки от веса вала	q_0	Н/м	$q_0 = \frac{G}{A}$	Считаем, что вес равномерно распределен по всей длине вала
Интенсивность нагрузки от натяжения бумаги, сукна, сетки	q_1	Н/м	$q_1 = 2S$	Схема натяжения: для бумаги массой 1 м^2 до 150 г/м^2 $S = 0,9 \text{ кН/м}$, свыше 150 г/м^2 $S = 1,9 \text{ кН/м}$ для сукна $S = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ для сеток сушильной части $S = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$



$$q_1 = 2S \cos \frac{\alpha}{2}$$

для сеток сушильной части $S = 7,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$

Считаем, что нагрузка равномерно распределена по всей длине вала

Суммарная интенсивность нагрузки на вал

Расчет на прочность трубы и цапф

Момент инерции сечения I—I трубы

Момент сопротивления сечения трубы

Момент сопротивления цапфы вала в сечении II—II

Момент сопротивления цапфы вала в сечении III—III

Изгибающий момент в сечении I—I (по середине пролета)

Изгибающий момент в сечении II—II

Изгибающий момент в сечении III—III

Напряжение при изгибе в сечении I—I

Напряжение при изгибе в сечении II—II

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - D_2^4)$$

$$W_1 = \frac{2I}{D}$$

$$W_2 = 0,1d_1^3$$

$$W_3 = 0,1d_1^3$$

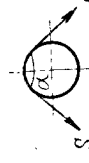
$$M_{H_1} = \frac{qA^2}{4}$$

$$M_{H_2} = \frac{qB(A-B)}{2}$$

$$M_{H_3} = \frac{qC(A-C)}{2}$$

$$\sigma_{H_1} = \frac{M_{H_1}}{W_1}$$

$$\sigma_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{W}$$



для сеток сушильной части $S = 7,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$

Считаем, что нагрузка равномерно распределена по всей длине вала

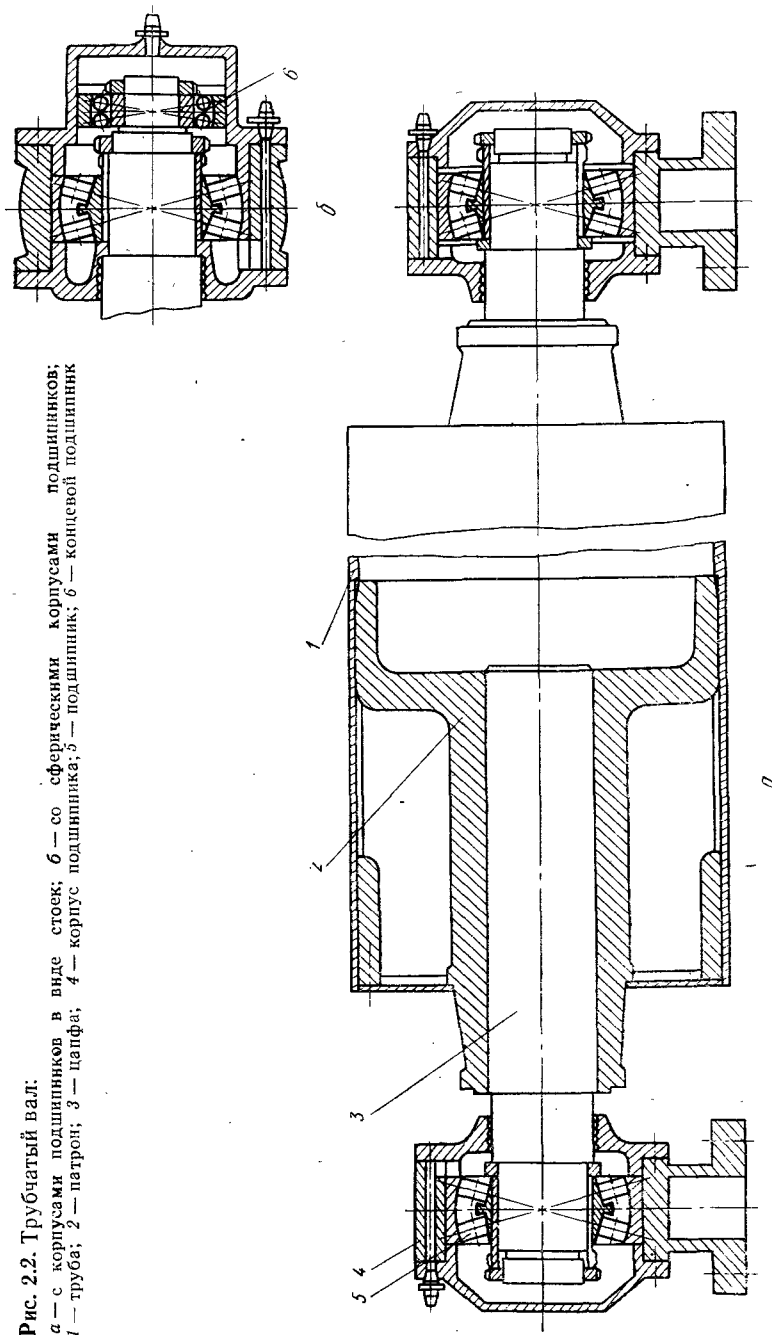
Расчетная схема



Наименование параметров	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула	Примечание
Напряжения при изгибе в сечении III—III	σ_{H_3}	МПа	$\sigma_{H_3} = \frac{M_{H_3}}{W_3}$	При отсутствии точных данных σ_{-1} определяются по эмпирической формуле: для углеродистой стали $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$ для легированной стали $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (700 \div 1200)$ Па, где σ_B — временное сопротивление материала
Предел выносливости материала трубы при симметричном цикле изгиба	$(\sigma_{-1})_T$	МПа		
Предел выносливости материала цапфы при симметричном цикле изгиба	$(\sigma_{-1})_ц$	МПа		
Модуль упругости материала трубы	E_1	МПа		
Масштабный фактор для трубы	ε_1	—		$\varepsilon_1 = 0,62 \div 0,65$ при $D = (480 \div 175)$ мм
Масштабный фактор для цапфы в сечении II—II	ε_2	—		$\varepsilon_2 = 0,68 \div 0,78$ при $d = (110 \div 60)$ мм
Масштабный фактор для цапфы в сечении III—III	ε_3			$\varepsilon_3 = 0,7 \div 0,8$ при $d_1 = (100 \div 55)$ мм
Эффективный коэффициент концентрации напряжений от запрессовки в сечении II—II	k_{σ_2}			Точные данные см. [56, рис. 63, с. 95]
Эффективный коэффициент концентрации напряжений от галтели в сечении III—III	k_{σ_3}			$k_{\sigma_2} = 2,75 \div 3,36$ при $\sigma_B = (400 \div 600)$ МПа $d = (60 \div 110)$ мм $k_{\sigma_3} = 1,2 \div 1,5$ при $\frac{r_1}{d_1} = 0,3 \div 0,1$, где r_1 — радиус перехода [34]
Запас прочности вала в сечении I—I	n_1		$n_1 = \frac{\sigma_{-1T}\varepsilon_1}{\sigma_{H_1}}$	Условие прочности $n \leq [n]$, где $[n]$ — допустимый запас прочности
Запас прочности цапфы в сечении II—II	n_2		$n_2 = \frac{\sigma_{-1ц}\varepsilon_2}{k_{\sigma_2}\sigma_{H_2}}$	
Запас прочности цапфы в сечении III—III	n_3		$n_3 = \frac{\sigma_{-1ц}\varepsilon_3}{k_{\sigma_3}\sigma_{H_3}}$	$[n] = 1,8 \div 2,5$ [56, с. 107]
Расчет жесткости трубы				
Прогиб вала	f	см	$f = \frac{5qA^4}{384EI}$	
Относительный прогиб вала	ξ		$\xi = \frac{f}{A}$	Условие жесткости $\xi \leq [\xi]$, где $[\xi] = \frac{1}{3000} \div \frac{1}{4000}$
Расчет вала на критическое число оборотов				
Прогиб вала под действием собственного веса	f_{cr}	см	$f_{cr} = \frac{5q_0A^4}{384EI}$	
Критическая частота вращения вала	$n_{кр}$	c ⁻¹	$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{f_{cr}}}$	Условие отсутствия явления резонанса $K < 0,6$
Рабочая частота вращения вала	n_p	c ⁻¹	$n_p = \frac{100v}{\pi D}$	
Отношение рабочей частоты вращения вала к критической	K		$K = \frac{n_p}{n_{кр}}$	

Рис. 2.2. Трубчатый вал:

а — с корпусами подшипников в виде стоек; б — со сферическими корпусами подшипников; 1 — труба; 2 — патрон; 3 — цапфа; 4 — корпус подшипника; 5 — подшипник; 6 — концевой подшипник



части машины и соприкасающихся с мокрой одеждой и полотном, во избежание коррозии покрыта медью, хромом, эпоксидными составами, резиной. Привод бумаговедущих валов осуществляется от сукноведущих или прессовых валов посредством ременной передачи, для чего на цапфе вала закреплен шкив. Используется также разгон вала сжатым воздухом при помощи воздушной турбины, устанавливаемой на цапфе вала. В современных конструкциях прессовых частей бумаговедущие валы, как правило, имеют отдельный привод, входящий в систему регулируемого привода. В опорах валов устанавливают роликовые радиальные сферические двухрядные подшипники на закрепительно-стяжных (буксовых) втулках. Корпуса подшипников выполняются в виде стоек с основанием (рис. 2.2, а) или имеют сферическую форму (рис. 2.2, б). В последнем случае в опоре устанавливают дополнительный концевой подшипник; такие валы применяются в сеточной и прессовой частях, в механизмах натяжения и правки сукон (сеток) сушильной части.

Подшипники смазываются обычно пластическими тугоплавкими смазками; на широких и быстроходных бумагоделательных машинах применяют жидкую циркуляционную смазку подшипников сукно- или сетководящих валов сушильной части.

Методика расчета основных элементов трубчатых валов на прочность, жесткость и критическую частоту вращения приведена в табл. 2.3.

2.3. ВАЛЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ БУМАГИ ДАВЛЕНИЕМ

Основными узлами прессов, каландров и суперкаландров, где осуществляется обработка движущегося полотна давлением, являются валы (рис. 2.3). Эти валы должны удовлетворять требованиям надежности, долговечности, ремонтпригодности, обеспечивать равномерность линейного давления и возможность его изменения с сохранением равномерности по длине. Равномерность линейного давления между валами прессов и каландров оказывает большое влияние на равномерность по всей ширине бумажного полотна таких показателей качества, как влажность, толщина, гладкость и лоск.

Металлорежущее оборудование позволяет изготавливать валы широкоформатных машин с отклонением геометрической формы в пределах 5—10 мкм и шероховатостью с высотой микронеровностей $R_a=0,5$ мкм. Многолетняя практика показала, что каландровые валы, выполненные с такой точностью и шероховатостью, обеспечивают требуемое качество вырабатываемой продукции.

Если допустить, что геометрическая форма валов отвечает предъявляемым к ней требованиям, с достаточной для практики степенью точности можно считать, что в случае, когда

кривые прогибов образующих контактирующих валов под нагрузкой совпадают, обеспечивается равномерность распределения давления на обрабатываемое полотно.

До недавнего времени основным путем компенсации прогиба валов с целью обеспечения равномерности линейного давления между ними было бомбирование одного или обоих кон-

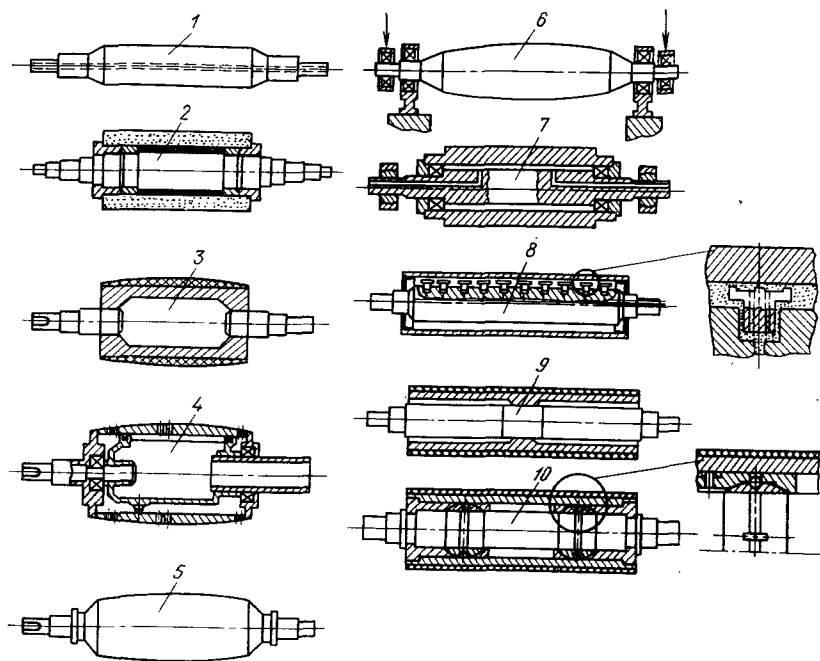


Рис. 2.3. Валы для обработки бумаги давлением:

1 — цельные литые каландровые (промежуточные); 2 — составные с гранитной рубашкой (верхние прессовые); 3 — чугунные литые с эластичным покрытием (нижние прессовые); 4 — составные с перфорированной рубашкой (нижние прессовые и гауч); 5 — цельные литые каландровые (нижние и верхние прижимные); 6 — цельные валы с концевым нагружением; 7 — валы с гидрподдержкой рубашки по всей длине образующей; 8 — валы с гидростатическими опорами; 9 — валы с закреплением рубашки посередине; 10 — валы с закреплением рубашки на шарнирных опорах

тактирующих валов. Размер бомбировки представляет собой разность диаметров вала по середине D и по его торцам D_0 (рис. 2.4).

Профиль бомбированного вала выполняется в соответствии с уравнением изогнутой оси вала [78].

Бомбированные валы обычно работают в паре с цилиндрическими, иногда бомбировку распределяют пропорционально между двумя валами. Основное достоинство бомбированных валов — простота конструкции. Недостатки — сложность профилирования вала, трудность определения размера бомбировки

и невозможность изменения профиля вала в процессе работы (если требуется изменить линейное давление по технологическим причинам).

В связи со все возрастающими требованиями к качеству продукции и увеличением ширины и скорости бумагоделательных и отделочных машин все большее применение находят валы, имеющие устройства для регулирования и компенсации прогибов. Эти валы обычно выполняются составными из сердечника и рубашки с гидравлической или механической внутренней поддержкой. Более подробно конструкция этих валов рассмотрена в подразделе 2.7. Конструктивно такие валы сложнее, чем цельные, но они позволяют во время работы машины менять линейное давление, сохраняя его равномерным по ширине.

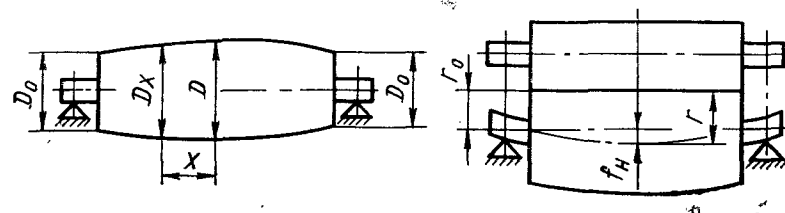


Рис. 2.4. Бомбированный вал и прогиб бомбированного вала

В основу классификации валов для обработки бумаги давлением принято деление этих валов на две основные группы: валы обычной конструкции (валы 1—5 на рис. 2.3) и валы с устройствами для регулирования прогиба, т. е. валы с регулируемым прогибом (валы 6—10 на рис. 2.3). Валы этих двух групп существенно отличаются по выполнению основного требования — обеспечению равномерности линейного давления и по конструктивным признакам. Валы обычной конструкции могут быть выполнены цилиндрическими или бомбированными. Наличие или отсутствие бомбировки — существенный технологический и конструктивный признак вала.

Цилиндрические и бомбированные валы можно подразделить на пять групп: литые чугунные каландровые; литые чугунные прессовые с покрытием (нижние прессовые и лощильные валы); составные с перфорированной рубашкой (отсасывающие прессовые); составные с гранитной рубашкой (верхние прессовые); набивные валы суперкаландров.

Промышленное распространение из валов с регулируемым прогибом (валы 6—10 на рис. 2.3) получили сплошные валы с концевым нагружением, валы, рубашка которых расположена на гидрподдержке с подачей агента давления через неподвижный сердечник, и валы, рубашка которых опирается на сердечник через промежуточные механические опоры.

Сплошные валы с концевым нагружением (вал 6 на рис. 2.3) обычно выполняются бомбированными. Прогиб регулируется приложением дополнительных усилий к консольным частям вала с лицевой и приводной сторон.

Валы с гидравлической поддержкой рубашки (валы 7, 8 на рис. 2.3) могут иметь несколько модификаций. Распространение получили валы типа «Кюстерс» с подачей агента давления непосредственно между рубашкой и сердечником и валы фирмы «Эшер-Висс» с поддерживающими плавающими опорами.

Из класса валов с промежуточными механическими опорами рубашки (валы 9 и 10 на рис. 2.3) в эксплуатации находятся валы, закрепленные посередине, и валы, рубашка которых закреплена на сердечнике на двух шарнирных опорах (малопрогибаемые валы).

2.4. ПРЕССОВЫЕ И КАЛАНДРОВЫЕ ВАЛЫ ОБЫЧНОЙ КОНСТРУКЦИИ

На большинстве бумаго- и картоноделательных машин пока еще эксплуатируются прессовые и каландровые валы обычной конструкции, для компенсации прогиба которых бомбируют один или несколько смежных валов.

Литой чугунный пустотелый прессовый вал (вал 3 на рис. 2.3) состоит из чугунной отливки, в которую по концам запрессованы стальные цапфы. Диаметр валов такого типа от 400 до 1000 мм, а толщина стенки 30—150 мм. Облицовываются эти валы слоем резины толщиной до 25 мм твердостью 20—40 ед. по ТШМ-2 (0,020—0,040 см). Твердость резинового слоя выбирают в зависимости от места установки вала и вида вырабатываемой продукции. Основные размеры валов в зависимости от обрезной ширины приведены в табл. 2.5, нормы точности — в табл. 2.6. Отсасывающие прессовые валы современных машин состоят из вращающейся перфорированной рубашки, внутри которой находится неподвижная отсасывающая камера, поджимаемая к ее внутренней поверхности через уплотнения, выполненные из антифрикционного материала. По конструкции эти валы аналогичны отсасывающим гауч-валам.

Рубашки отсасывающих валов изготавливаются из бронзы или нержавеющей стали толщиной 40—75 мм и облицовываются слоем резины толщиной 25 мм твердостью 15—30 ед. по ТШМ-2.

Отсасывающий вал рассчитывают на прочность и жесткость. Методика расчета приведена в подразделе 7.6.

Гранитный вал состоит из гранитной рубашки, закрепленной на стальном сердечнике с помощью торцевых шайб и гаек. Внутренняя полость вала между гранитной рубашкой и стальным сердечником заливается раствором на основе портланд-

2 2.4. Расчет гранитного вала (рис. 2.5)

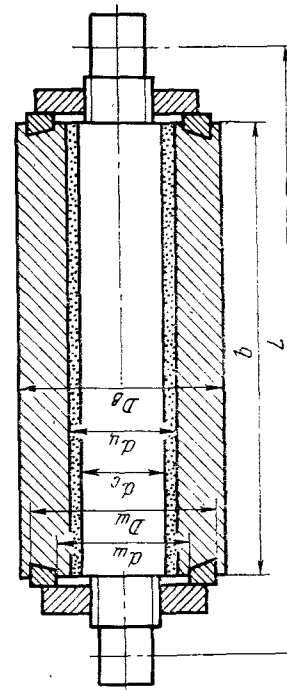


Рис. 2.5. Гранитный вал (к табл. 2.4)

Наименование параметров	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула	Примечание
Исходные данные				
Наружный диаметр шайбы	$D_{ш}$	см		
Внутренний диаметр шайбы	$d_{ш}$	см		
Наружный диаметр вала	$D_{в}$	см		
Внутренний диаметр гранитной рубашки	$d_{ц}$	см		
Нагрузка на вал	q	Н/м		
Диаметр сердечника	d_c	см		
Модуль упругости гранита	$E_{гр}$	МПа		
Длина линии контакта валов	b	м		
Расстояние между осями подшипника	L	м		
Коэффициент трения стали по граниту	f			
Модуль упругости цемента	$E_{ц}$	МПа		
Модуль упругости стали	$E_{ст}$	МПа		

$E_{гр} = 5 \cdot 10^4$ МПа — для гранита Янцевского карьера

$= 0,15$ [11]

Наименование параметров	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула	Примечание
Расчет гранитной рубашки на прочность				
Момент инерции вала, приведенный к $E_{гр}$	$I_{пр}$	см ⁴	$I_{пр} = \frac{\pi}{2} \left\{ \frac{E_{ст}}{E_{гр}} \left(\frac{d_c}{2} \right)^4 + \frac{E_{ц}}{E_{гр}} \left[\left(\frac{d_{ц}}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_c}{2} \right)^4 \right] + \left[\left(\frac{D_{в}}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_{ц}}{2} \right)^4 \right] \right\}$	
Максимальный изгибающий момент по середине вала	$M_{изг. max}$	Н·м	$M_{изг. max} = \frac{qb}{4} \left(L - \frac{b}{2} \right)$	
Напряжение изгиба гранитной рубашки	$\sigma_{изг}$	МПа	$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг. max}}{I_{пр}} \cdot \frac{D_{в}}{2}$	
Напряжение сжатия гранитной рубашки	$\sigma_{сж}$	МПа	$\sigma_{сж} = (1,3 \div 1,5) \sigma_{изг}$	
Осевое усилие прижатия шайб	T	Н	$T = \frac{\sigma_{сж} \pi (D_{в}^2 - d_{ц}^2)}{4} 10^2$	
Удельное давление торцевых шайб на гранит	p	МПа	$p = \frac{T \cdot 10^{-2}}{\frac{\pi}{4} (D_{ш}^2 - d_{ш}^2)} \leq [p]$	$[p] = 10 \div 13 \text{ МПа}$
Сила трения между шайбой и торцом рубашки	$F_{тр}$	Н	$F_{тр} = 2fT > qb$	
Максимальное напряжение сжатия гранита	$\sigma_{сж. max}$	МПа	$\sigma_{сж. max} = \sigma_{изг} + \sigma_{сж} \leq [\sigma]_{сж}$	$[\sigma]_{сж} = 10 \div 13 \text{ МПа}$
Расчет сердечника				
Напряжение изгиба сердечника	$\sigma_{изг. с}$	МПа	$\sigma_{изг. с} = \frac{M_{изг. max}}{I_{пр}} \cdot \frac{E_{ст}}{E_{гр}} \cdot \frac{d_c}{2}$	
Напряжение растяжения сердечника	$\sigma_{рас с}$	МПа	$\sigma_{рас с} = \frac{4T \cdot 10^{-2}}{\pi d_c^2}$	
Напряжение сердечника суммарное	$\sigma_{сум}$	МПа	$\sigma_{сум} = \sigma_{изг. с} + \sigma_{рас с} \leq [\sigma]_{сум}$	$[\sigma]_{сум} = 30 \text{ МПа}$
Допускаемое напряжение в сердечнике из стали 5 при знакопеременном асимметричном цикле, полученное расчетным путем	$[\sigma]_{серд}$	МПа	$[\sigma]_{сум} = \frac{[\sigma]_{серд}}{n}$	
Коэффициент запаса, учитывающий необходимость снижения допускаемого напряжения в связи с тем, что деформации сердечника и гранитной рубашки должны быть минимальными	n			Из практики изготовления и работы гранитных валов $n = 3$
Расчет прогиба вала				
Прогиб вала	$f_{в}$	см	$f_{в} = \frac{q_b b^3 (12L - 7b) 10^{-4}}{384 E_{гр} I_{пр}}$	
Относительный прогиб вала	$\varepsilon_{в}$		$\varepsilon_{в} = \frac{f_{в}}{b} \leq [\varepsilon_{в}]$	$[\varepsilon_{в}] = \frac{1}{12\,000} \div \frac{1}{14\,000}$

цемента (см. вал. 2 на рис. 2.3). К гранитным заготовкам предъявляются следующие требования:

мелко- и среднезернистость структуры; допускается скопление крупных зерен в виде пятен диаметром до 1,5 см; среднее временное сопротивление сжатию в воздушносухом состоянии должно быть не менее 145 МПа; среднее временное сопротивление изгибу должно быть не менее 27,5 МПа. Размеры гранитных валов, изготавливаемых заводами бумагоделательного машиностроения, приведены в табл. 2.5.

Методика расчета гранитного вала представлена в табл. 2.4. При расчете следует учитывать, что давление сжатия гранитной рубашки шайбами от действия крутящего момента не должно превышать 13 МПа. Наличие растягивающих напряжений в гранитной рубашке недопустимо. Поэтому в гранитной рубашке предварительно создаются сжимающие напряжения, в 1,3—1,5 раза превышающие растягивающие напряжения от изгиба гранитной рубашки. Давление шайб на гранит не должно превышать допустимое.

Для обеспечения равномерного прилегания валов по ширине полотна прессовые валы обычной конструкции, как правило, бомбируются. Размер бомбировки нижнего вала двухвального пресса с вертикальным расположением валов равен удвоенному прогибу нижнего и верхнего валов $K=2(f_n + f_v)$.

Для уменьшения скорости скольжения между валами, вызванной разностью диаметров поперечных сечений по длине, и износа сукон рекомендуется [78] бомбировать нижний и верхний валы пресса. В этом случае размеры бомбировок нижнего k_n и верхнего k_v валов следует распределить пропорционально их диаметрам D_n и D_v :

$$k_n = kD_n / (D_n + D_v), \quad k_v = kD_v / (D_n + D_v).$$

Каландровые валы при эксплуатации испытывают значительные деформации и контактные напряжения, поэтому рабочая поверхность их должна быть твердой и износостойкой. Этим требованиям в значительной степени удовлетворяют валы, изготовленные из чугуновых отливок с отбеленным поверхностным слоем.

Твердый и износостойкий отбеленный слой образуется благодаря быстрому охлаждению наружного слоя при отливке вала в металлическую форму (кокиль). Поверхностная твердость в этом случае в зависимости от химического состава чугуна достигает 65—80 ед. по Шору. Цапфы валов не отбеливают. Чугунные каландровые валы для современных бумагоделательных машин легируют хромом, никелем и молибденом. Глубина отбеленного слоя достигает 45 мм.

По своим механическим свойствам такой чугун близок к чугуну СЧ24-44.

Валы каландров обычной конструкции до недавнего времени отливали заодно с цапфами (рис. 2.6, а). Для машин с обрезной шириной свыше 4200 мм сейчас применяют чугунные валы с запрессованными и приставными [А. с. 351956 (СССР)] стальными цапфами (рис. 2.6, б). При стальных цапфах у нижнего каландрового вала посадочный диаметр цапфы под подшипник для широкоформатных машин на 10—15 % уменьшается против посадочного диаметра у чугунных цапф. Диаметр нижнего вала каландра определяют из условия жесткости: от-

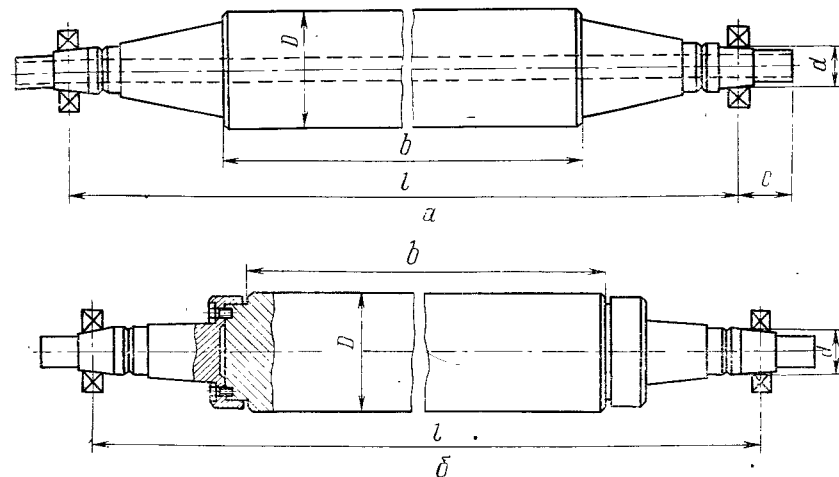


Рис. 2.6. Литой чугунный пустотелый каландровый вал с коническими шейками (а) и каландровый вал с приставными цапфами (б)

носительный прогиб рабочей части вала не должен превышать $1/6000$ — $1/8000$. Такие же требования жесткости предъявляются и к верхнему валу при наличии дополнительного прижима.

Минимальный диаметр средних валов каландра ограничивается размерами корпусов их подшипников. Минимальный диаметр вала после износа должен быть больше высоты корпуса его подшипника. Длина рабочей части валов должна быть на 130—180 мм больше ширины бумаги на каландре. К точности исполнения геометрической формы валов предъявляют весьма высокие требования.

Несмотря на то, что все поверхности каландровых валов обрабатываются, каландровые валы скоростных бумагоделательных машин с обрезной шириной более 4200 мм проходят статическую и динамическую балансировку. Основные размеры валов каландров в зависимости от обрезной ширины машин представлены в табл. 2.5, а нормы точности — в табл. 2.6.

2.5. Основные размеры прессовых и каландровых валов, мм

Обрезная ширина полотна	Каландровые валы				Прессовые гладкие валы					
					обрезиненные			гранитные и со стонитовым покрытием		
	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>l</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>l</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>l</i>
1680	300	1880	2750	120	500	2000	2500	550	2030	2500
	450	1880	2750	120						
	550 *	1880	2750	260						
2520	350	1880	2750	130	650	3040	3640	650	3070	3640
	500	1880	2750	130						
	610 *	2700	3620	280						
4200	500	4500	5500	180	700	4800	5450	800	4720	5450
	400	4500	5500	160						
	500	6600	7600	220						
6300	610	6600	7600	220	1050	6800	7900	1250	7100	7900
	500	6600	7600	220						
	610	7100	8100	220						
6720	500	7100	8100	220	1050	7170	8380	1250	7300	8380
	500	7100	8100	220						
	500	7100	8100	220						

* Диаметры нижних валов каландра. Для машин с обрезной шириной 4200 мм и более в качестве нижних валов устанавливают валы с регулируемым прогибом (см. табл. 2.8).

2.6. Нормы точности на изготовление прессовых и каландровых валов

Наименование показателей точности изготовления	Допускаемые отклонения		
	Каландровые валы	Прессовые валы	
		обрезиненные	гранитные и со стонитовым покрытием
Некруглость, мм	0,005	0,2	0,02
Нецилиндричность, мм:			
на 1 м длины	0,005	—	0,01
на всю длину	0,02	0,2	0,05
Радиальное биение бочки относительно опорных шеек, мм	0,005	0,01	0,05
Остаточная неуровненность, кг·м:			
для машин с обрезной шириной до 4200 мм и скоростью до 500 м/мин	—	$m_p = \frac{3,6 \cdot 10^9 G}{n^2}$	
для машин с обрезной шириной свыше 4200 мм и скоростью свыше 500 м/мин	$m_p = \frac{2,7 \cdot 10^{10} G}{n^2}$		$m_p = \frac{9 \cdot 10^9 G}{n^2}$
шероховатость поверхности бочки (Ra), мм	0,16	1,25	1,25

2.5. ПРОГИБ ВАЛОВ БУМАГО- И КАРТОНДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

В процессе обработки движущегося полотна давлением в прессах и каландрах бумаго- и картоноделательных машин, а также в суперкаландрах нижние валы нагружены весом вышележащих валов и усилием дополнительного прижима. Прогиб нижних валов, закрепленных в самоустанавливающихся подшипниках, может в этом случае рассматриваться, как прогиб балки, закрепленной на двух шарнирных опорах (рис. 2.7).

При определении уравнения изогнутой оси вала влиянием объемных деформаций на характер и абсолютное значение про-

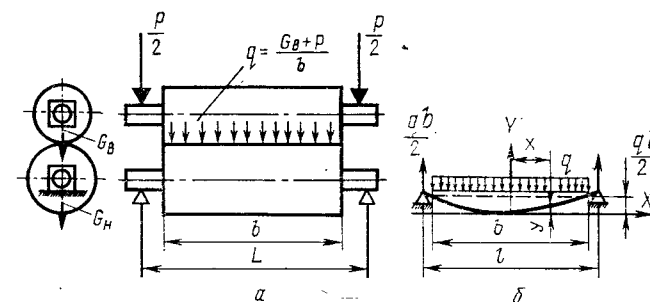


Рис. 2.7. Схема нагружения нижнего вала пресса обычной конструкции (а) и расчетная схема прогиба вала обычной конструкции (б)

гиба можно пренебречь [21]. Тогда прогиб вала y в любом сечении равен

$$y = y_M + y_Q, \quad (2.1)$$

где y_M — прогиб от действия изгибающего момента, мм; y_Q — прогиб от действия перерезывающих сил, мм.

Уравнение изогнутой оси вала и максимальный прогиб y_{\max} определяется на основании решения дифференциальных уравнений изогнутой оси соответственно от действия изгибающего момента и перерезывающих сил:

$$EI_x \frac{d^2 y}{dx^2} = M_x, \quad (2.2)$$

$$GF \frac{dy}{dx} = \xi Q_x, \quad (2.3)$$

где E — продольный модуль упругости материала вала, Па; I_x — момент инерции рассматриваемого сечения вала, м⁴; M_x — изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Н·м; G — модуль упругости при сдвиге, Па; F — площадь поперечного сечения, м²; Q_x — перерезывающая сила в рассматриваемом сечении, Н; ξ — коэффициент, зависящий от формы сечения вала (для круглого сечения $\xi = 10/9$).

Решение уравнений 2.2 и 2.3 имеет вид

$$y_M = \frac{qx^2}{48EI_x} (6bl - 3b^2 - 2x^2), \quad (2.4)$$

$$y_Q = \frac{\zeta}{2} q \frac{x^2}{GF}, \quad (2.5)$$

где q — интенсивность равномерно распределенной нагрузки, Н/м; b — длина рабочей части вала, м; l — расстояние между опорами вала, м.

Подставив зависимости (2.4) и (2.5) в равенство (2.1), получим уравнение изогнутой оси вала с учетом действия изгибающего момента и перерезывающих сил:

$$y = qx^2 \left[\frac{1}{48EI_x} (6bl - 3b^2 - 2x^2) + \frac{\zeta}{2GF} \right]. \quad (2.6)$$

Максимальный прогиб y_{\max} при $x = b/2$ для вала сплошного сечения равен

$$y_{\max} = qb^2 \left[\frac{b}{384I_x E} (12l - 7b) + \frac{5}{36GF} \right]. \quad (2.7)$$

Второе слагаемое уравнений (2.6) и (2.7), равное прогибу вала от действия перерезывающих сил f_p , может быть с достаточной для практики точностью определено из выражений $f_M/f_Q \approx b^2/D^2$ для цельных валов и $f_M/f_Q \approx b^2/(D^2 - d_2^2)$ для пустотелых валов, где f_M — максимальный прогиб вала от действия изгибающего момента.

Как следует из представленных зависимостей, влияние перерезывающих сил на прогиб валов с малой длиной бочки более существенно, чем для валов большой длины.

Практически для бумагоделательных машин обрезной шириной более 2,5 м при определении закономерности прогиба двухопорных валов влиянием перерезывающих сил можно пренебречь (для валов с промежуточными опорами рубашки перерезывающие силы следует учитывать [21]). Тогда для определения относительных значений прогибов (табл. 2.7) можно воспользоваться уравнением (2.4). Перейдя к безразмерной координате по формуле $z = x/b$ и приняв $l/b = \alpha$, имеем

$$y = \frac{qb^4}{24EI} [z^2(3\alpha - 1,5) - z^4], \quad (2.8)$$

в относительном виде

$$y^* = \frac{y}{y_{\max}} = \frac{16}{12\alpha - 7} [z^2(3\alpha - 1,5) - z^4]. \quad (2.9)$$

Приведенное уравнение удобно для определения численных значений ординат прогиба валов, нагруженных равномерно распределенной нагрузкой.

2.7. Относительные значения прогибов для трех типов валов с различным отношением $\alpha = l/b$

Расстояние от середины вала z	Координаты кривой			Расстояние от середины вала z	Координаты кривой		
	$\alpha = 1,1$	$\alpha = 1,2$	$\alpha = 1,35$		$\alpha = 1,1$	$\alpha = 1,2$	$\alpha = 1,35$
0,05	0,010	0,010	0,010	0,30	0,397	0,391	0,385
0,10	0,046	0,045	0,044	0,35	0,530	0,524	0,517
0,15	0,103	0,101	0,099	0,40	0,677	0,671	0,665
0,20	0,182	0,178	0,175	0,45	0,835	0,831	0,827
0,25	0,280	0,275	0,270	0,50	1	1	1

2.6. БОМБИРОВАННЫЕ ВАЛЫ

Поскольку на подавляющем большинстве бумаго- и картоноделательных, а также отделочных машин до настоящего времени используются обычные цельные нерегулируемые бомбированные валы, проблема определения размера бомбировки и правильного профиля вала остается актуальной.

Ординату профиля бомбированного вала с достаточной для практики точностью можно определить с помощью безразмерного уравнения (2.9) изогнутой оси вала. Коэффициент α рассчитывают по действительным размерам вала.

В производственных условиях форму бомбированного вала контролируют по относительным размерам диаметров вала в середине бочки, по ее краям и в ряде других симметрично расположенных сечениях. Принято контролировать бомбировку вала в 21 сечении. Профилируют валы на вальцешлифовальных станках, оснащенных специальными копирувальными (бомбировочными) устройствами. Наибольшее распространение получили копирувальные устройства с поворотным эксцентриком и плоским толкателем. На этих станках для получения требуемой бомбировки изменяют эксцентриситет эксцентрика r (рис. 2.8), а для получения требуемого профиля бомбировки при шлифовании валов с разным соотношением $\alpha = l/b$ достаточно изменить конечный угол поворота эксцентрика φ_0 (угол поворота эксцентрика, соответствующий перемещению шлифовального круга на половину длины бочки вала).

С достаточной для практики точностью значение ординат профиля бомбированного вала можно определить согласно зависимости

$$y = y_{\max} \frac{\cos \varphi - \cos \varphi_0}{1 - \cos \varphi_0},$$

где φ — текущий угол поворота эксцентрика, соответствующий расстоянию от центра вала до рассматриваемого сечения с координатой z .

После приведения к безразмерной координате z по формуле $\varphi/\varphi_0 = z$ уравнение будет иметь вид

$$y^* = \frac{y}{y_{\max}} = \frac{\cos \varphi_0 z - \cos \varphi_0}{1 - \cos \varphi_0}, \quad (2.10)$$

где $0 < z < 1$.

В ряде работ, а также в инструкциях рекомендуется оптимальное значение угла $\varphi_0 = 70^\circ$. Как указано в работе [22], такая рекомендация не обоснована. Угол φ_0 следует назначать в зависимости от параметра α бомбиремых валов.

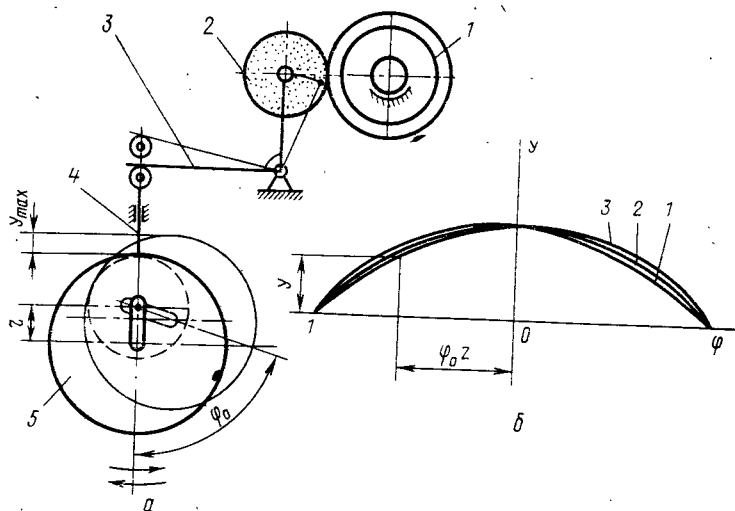


Рис. 2.8. Схема профилирования бомбированных валов (а): 1 — вал; 2 — шлифовальный круг; 3 — передаточные рычаги; 4 — толкатель; 5 — эксцентрик; кривые профиля бомбирки валов с различными конструктивными параметрами (б): 1 — $\alpha = 1,1$; 2 — $\alpha = 1,2$; 3 — $\alpha = 1,35$

Значения оптимальных углов поворота эксцентрика бомбирочного механизма следующие:

α	1,1	1,2	1,35
φ_0	76°00'	70°00'	63°30'
Погрешность Δ , % . . .	0,04	0,03	0,02

При указанных значениях φ_0 расхождение (погрешность) значений ординат профиля, вычисленных по уравнению (2.9) и уравнению (2.10), не превышает 10 % поля допуска на точность изготовления валов.

Значительно более сложная задача — определить абсолютное значение бомбирки. Теоретический метод, основанный на определении прогиба вала согласно уравнению (2.7), на практике имеет недопустимо большую погрешность и может использоваться только для ориентировочных расчетов.

Погрешность определения абсолютного значения прогиба вала обусловлена в основном погрешностью определения жесткости вала EI , интенсивности равномерно распределенной нагрузки q и влиянием участков запрессовки цапф. Жесткость валов, изготовленных из одного и того же материала и с одинаковыми геометрическими размерами, может изменяться в пределах 6—10 %, а определение интенсивности нагрузки с учетом веса подшипников, их корпусов, шаберов и других деталей с отклонением менее 5 % также проблематично.

Для повышения точности определения бомбирки вала жесткость его находят экспериментальным путем. Для этого нижний вал каландра или пресса устанавливают в подшипниках; снизу вала посередине и по его концам располагают индикаторы, установленные обычно на нулевую отметку. Затем испытуемый вал нагружают сверху валом, вес которого заранее известен. Под действием распределенной нагрузки верхнего вала нижний вал прогнется, что будет отмечено показаниями индикатора. Разность между показанием среднего и полусуммой показаний крайних индикаторов — прогиб рабочей части вала. Подставив это значение в уравнение (2.8), можно определить действительную жесткость нижнего вала. На практике довольно часто приходится по результатам работы каландра или прессов уточнять расчетное значение бомбирки валов.

2.7. ВАЛЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРОГИБОМ

2.7.1. Бомбированные валы с концевым нагружением

Прогиб валов этого типа (см. вал 6 на рис. 2.3) регулируют приложением к цапфам опорных моментов, позволяющих изменять в определенных пределах линейное давление валов в процессе их обработки.

Теоретически достигнуть равномерного линейного давления между валами, регулируя их прогиб приложением опорных моментов, невозможно, так как кривые изогнутых осей валов под действием равномерно распределенной нагрузки отличаются от кривых, изогнутых осей под действием опорных моментов.

У валов с цилиндрической рабочей поверхностью компенсация прогиба только приложением опорных моментов даже при незначительных рабочих нагрузках вызывает несовпадение кривых прогибов и соответственно недопустимую неравномерность линейного давления на бумажное полотно.

Расчеты, подтвержденные практическими результатами работы, показывают, что кривые прогибов валов совпадают в диапазоне их значений, составляющих 15—25 % от максимального для каландров и прессов. Поэтому валы этого типа бомбировать, а размер бомбирки вала выбирают, как правило, исходя из

среднего значения линейных давлений. При работе на этих средних линейных давлениях вал функционирует как обычный бомбированный. Если возникает необходимость изменить линейное давление между валами, например увеличить по сравнению со средним значением, то к концам вала прикладывают опорные моменты, стремящиеся прогнуть вал в его рабочей части вверх. Этим компенсируется прогиб вала вниз от дополнительного нагружения. В случае уменьшения линейного давления меняют знак опорных моментов и вал прогибается вниз. Таким образом, применяя устройства для регулирования прогиба бомбированных валов, можно ликвидировать один из важнейших их недостатков — невозможность изменения линейных давлений между валами в процессе работы. Устройства для регулирования прогиба можно использовать также как средство, компенсирующее неточности расчета размера бомбировки и погрешности профилирующих устройств станков для шлифования бомбированных валов. Срок освоения бумагоделательной машины уменьшается, так как нет необходимости в перешлифовке вала в случае неправильного выбора размера бомбировки. Равномерность линейного давления достигается регулированием прогиба вала.

Однако бомбированные валы с регулируемым прогибом обладают и существенными недостатками. Основные подшипники валов должны быть выбраны большего типоразмера, так как нагрузки на эти подшипники в случае применения устройства для регулирования прогиба повышаются. Увеличиваются и затраты мощности на привод валов. В случае бомбированных валов с концевым нагружением фундаменты испытывают дополнительную нагрузку от крепящихся к ним гидроцилиндров или пневматических диафрагм. Усилия, действующие на фундаменты, достигают нескольких десятков тонн. Для привода вала надо применять специальные муфты или карданные передачи, так как консольные концы вала под действием приложенных к ним усилий прогибаются на несколько миллиметров. Из-за вышеперечисленных недостатков бомбированные валы с регулируемым прогибом на современном этапе развития бумагоделательного машиностроения применяются сравнительно редко, сейчас большое применение находят валы с регулируемым прогибом и гидropоддержкой рубашки.

2.7.2. Валы с гидравлической поддержкой

Известно несколько типов конструктивного исполнения таких валов. В нашей стране освоено производство валов с гидropоддержкой рубашки по всей длине образующей (рис. 2.9). Эти валы состоят из рубашки и сердечника, в кольцевом пространстве между которыми расположены продольные и торцевые уплотнения, разделяющие кольцевое пространство на две камеры.

Вращающаяся рубашка у своих торцов опирается на неподвижный сердечник посредством самоустанавливающихся роликовых подшипников. Та из камер, в которую подается агент давления (обычно масло), называется рабочей камерой, а та, из которой масло отводится, — дренажной камерой.

Неподвижный сердечник, изготовленный, как правило, из ковanej стали, монтируется в опорах на сферических втулках,

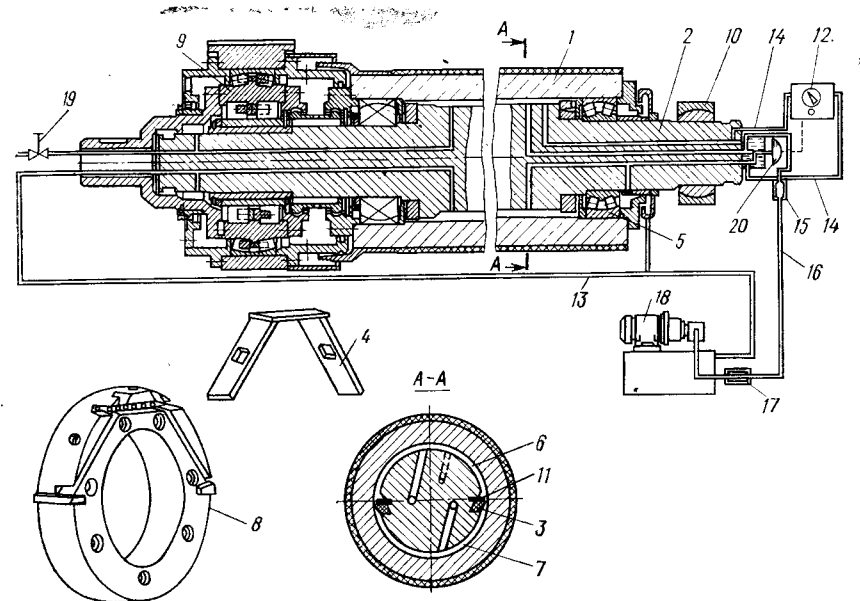


Рис. 2.9. Вал с гидropоддержкой рубашки по всей длине образующей:

1 — рубашка; 2 — сердечник; 3 — продольные уплотнения; 4 — торцевые уплотнения; 5 — роликовые подшипники; 6 — рабочая камера; 7 — дренажная камера; 8 — опорная втулка; 9 — трехкошцевой подшипник; 10 — сферическая опора; 11 — пружинная лента; 12 — пульт управления; 13 — трубопровод для стока; 14 — трубопровод для измерения; 15 — фильтр; 16 — маслопровод; 17 — охладитель; 18 — насосная станция; 19 — байпас; 20 — регулирующий клапан

что обеспечивает возможность угловых перемещений сердечника при его изгибе. Приводной конец сердечника вала устанавливаются в трехкошцевом подшипнике, а лицевой — в сферической опоре. Торцевые уплотнения (рис. 2.9) монтируются в пазах опорной втулки и работают в контакте со стальными закаленными кольцами. Уплотнения поджимаются к кольцам пружинами, находящимися в отверстиях опорной втулки. Продольные уплотнения, расположенные в пазах сердечника, прижимаются к внутренней поверхности рубашки пружинной лентой. Последняя также укрепляется в продольном пазу сердечника. В уплотнительной планке предусмотрены отверстия для циркуляции масла в процессе работы вала. Масло в рабочую камеру

вала через каналы, имеющиеся в сердечнике, подается под давлением. Предусмотрены также каналы для отвода прошедшего через уплотнения масла из дренажной камеры вала и канал для подключения измеряющих давление масла приборов.

Если вал нагрузить равномерно распределенной нагрузкой, то при отсутствии давления масла в его рабочей камере или, что то же самое, перепада давления масла между рабочей и дренажной камерами, рубашка вала прогнется. Подшипники передают всю нагрузку на сердечник вала, который под ее действием также прогнется. По мере увеличения давления в рабочей камере вала прогиб рубашки от действия внешних сил уменьшается. При равенстве внутреннего и наружного давлений на рубашку прогиб равен нулю. В этом случае перепад давления (Δp Па) масла между рабочей и дренажной камерами равен

$$\Delta p = (q_1 + q)/D,$$

где q_1 — интенсивность внешней нагрузки на рубашку вала, Н/м; q — вес 1 м рубашки вала, Н/м; D — внутренний диаметр рубашки вала, м.

При дальнейшем повышении давления в рабочей камере выпуклость кривой прогиба будет направлена в сторону приложения внешней нагрузки. Такой прогиб рубашки, как будет показано далее, используется в прессах при наличии дополнительного усилия прижима верхнего вала.

Давление в рабочей камере вала для обеспечения равномерного линейного давления в прессах и каландрах не превышает 0,2—0,4 МПа.

Масло подается в камеру вала непрерывно, благодаря этому давление масла поддерживается на необходимом уровне и компенсируется его утечка в уплотнениях. Кроме того, как правило, применяется дополнительная циркуляция масла с целью регулирования и стабилизации температуры рубашки вала. Для отвода циркулирующего масла имеется специальный трубопровод с байпасным вентилем.

Постоянство перепада давления масла между рабочей и дренажной камерой создается системой автоматического регулирования. Поскольку в рассматриваемом типе валов сердечник неподвижен, для привода рубашки применяется специальный трехкольцевой подшипник, состоящий из трех концентрических колец, между которыми расположены два сепаратора с роликами. Внутреннее кольцо этого подшипника насаживается на удлиненный конец неподвижного сердечника, а наружное кольцо находится в неподвижном корпусе. Среднее вращающееся кольцо соединено с приводной цапфой. Вращение от этого кольца передается через зубчатую муфту рубашке вала.

В новых каландрах и суперкаландрах можно избежать применения этих устройств, предусмотрев привод второго снизу

вала. Однако при установке новых регулируемых валов в прессах приходится применять устройства для передачи вращения непосредственно рубашке вала.

Опыт эксплуатации двухкамерных валов с гидравлической поддержкой показал безусловные преимущества этих валов. Обеспечивая равномерное давление между валами прессов и каландров, можно добиться равномерных показателей качества (толщины, лоска, гладкости, сухости и др.) по всей ширине бумажного полотна, быстро менять режим работы прессов и каландров. Констатируя преимущества однокамерных валов с гидравлической поддержкой, нельзя не отметить, что себестоимость этих валов и эксплуатационные затраты значительны. Применять эти валы экономически целесообразно на машинах обрезающей шириной полотна свыше 3—4 м и на машинах, вырабатывающих бумагу, к которой предъявляются повышенные требования по равномерности толщины и гладкости. В табл. 2.8 приведены основные размеры валов каландров с регулируемым прогибом (рис. 2.10). Разновидностью валов с гидравлической поддержкой являются валы с плавающими гидростатическими опорами (см. вал 8 на рис. 2.3). В зону контакта между опорами и вращающейся рубашкой масло подается под давлением. Такие валы изготавливаются фирмой «Эшер-Висс». Плавающие гидростатические опоры установлены в отверстиях сердечника вала,

2.8. Основные размеры валов с регулируемым прогибом

Машина с обрезной шириной, мм	Тип вала	Место установки	D, мм	Максимальное линейное давление, кН/м	b, мм	L, мм	Подшипник	d, мм
2520	23036	Нижний	420	160	2700	3620	Импортное исполнение	150
		Промежуточный	420	160	2700	3620		150
4200	23144	Нижний	550	140	4500	5650	3003744	210
		Промежуточный	550	140	4500	5650	3003744	210
6300	23056	Промежуточный	680	160	6600	7600	3003156	250
	23160	Нижний	760	160	6600	7600	Импортное исполнение	290
6720	23056	Промежуточный	680	140	7100	8100	3003156	250
	23160	Нижний	760	160	7100	8100	Импортное исполнение	290
8400	23064	Промежуточный	800	80	8800	9800	3003164	290
	23080	Нижний	915	180	8800	9800	3003180	370

расположенных вдоль его образующей. Поверхность плавающих опор, обращенная к рубашке вала, имеет карманы, играющие роль гидростатических подшипников. Масло, поступая под давлением в паз сердечника, создает необходимое усилие под плавающими опорами и далее, перетекая через капиллярные отверстия, заполняет полости карманов, создавая гидростатическое давление, поддерживающее рубашку вала. Из карманов масло перетекает в полость между рубашкой и сердечником и через пазы в сердечнике отводится во внешнюю гидросистему. Гидросистема вала включает насосные установки, фильтры, холодильники, дренажные и напорные трубопроводы, а также контрольно-измерительную и регулирующую аппаратуру.

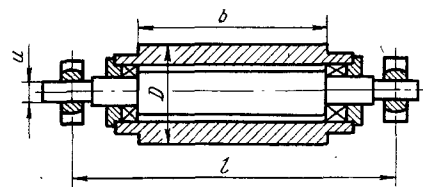


Рис. 2.10. Каландровый вал с регулируемым прогибом (к табл. 2.8)

Давление масла, подаваемого в пазы сердечника под плавающие опоры, значительно превышает давление, в однокамерных валах с непосредственным контактом жидкости и внутренней поверхности рубашки, так как суммарная площадь опор, на которую действует давление масла, значительно меньше, чем площадь половины внутренней поверхности рубашки.

Достоинство конструкции таких валов — возможность изменения прогиба несимметрично относительно его середины, что позволяет вносить необходимые коррективы в процессе прессования и каландрирования бумаги (картона) для исправления погрешностей, возникающих в других частях бумаго- и картоноделательных машин.

Валы с поддерживающими опорами, как показывает опыт их эксплуатации, обеспечивают равномерное давление между валами прессов и каландров и позволяют изменять это давление с сохранением его равномерности. Однако по сравнению с однокамерными валами с непосредственным контактом жидкости и поверхности рубашки валы с поддерживающими гидростатическими опорами более сложны в эксплуатации.

2.7.3. Валы с механической поддержкой

В валах с механической поддержкой рубашки последняя опирается на сердечник через одну или несколько жестких или упругих опор. Опоры рубашки располагают таким образом, чтобы под действием веса вышележащего вала прогиб рубашки был минимален. При наличии дополнительного прижимного уси-

лия на цапфы верхнего вала прогиб рубашки должен быть направлен в ту же сторону, что и прогиб вышележащего вала. Выравнивание линейного давления при изменении размера и характера внешней нагрузки осуществляется автоматически за счет перераспределения опорных моментов.

Наибольшее распространение из этой группы валов получили валы, закрепленные посередине, и так называемые малопрогибаемые двухопорные валы.

Валы, закрепленные посередине, применяют в прессовых частях картоноделательных машин, а также в качестве грудных валов. Конструкция и расчет валов, закрепленных посередине, подробно изложены в книге И. Я. Эйдлина [78].

Малопрогибаемые двухопорные валы нашли применение в прессах и каландрах бумаго- и картоноделательных машин с обрезной шириной до 2520 мм. Эти валы обеспечивают довольно равномерное линейное давление при изменении внешнего давления.

Двухопорный малопрогибаемый вал конструкции ЦНИИбуммаша [А. с. 453467 (СССР)] включает рубашку, сердечник и промежуточные шарнирные опоры, заключенные между ними. Шарнирные опоры вала выполнены в виде двух втулок, контактирующих по сферической поверхности. В месте разъема сферических втулок шарнирной опоры выполнены отверстия, в которых размещены шарики. Внутренняя сферическая втулка установлена на сердечнике (на шпонке). Крутящий момент от рубашки к сердечнику передается в опорных сечениях, где их окружные скорости совпадают. Крутящий момент от сердечника к внутренней втулке передается при помощи шпонки; от внутренней сферической втулки к наружной — при помощи шариков; от наружной сферической втулки к рубашке — при помощи штифтов.

При работе вала кривые прогибов сердечника и рубашки не совпадают, поэтому сферические втулки шарнирных опор поворачиваются относительно друг друга на доли градуса в плоскости оси вала и смещаются относительно сердечника вдоль его оси на сотые доли миллиметра.

При вращении вала (при каждом его обороте) происходит относительный поворот и смещение втулок. Для уменьшения износа шарнирных опор в сердечнике вала выполнены каналы, по которым смазка из полости вала подается к сферическим поверхностям.

Если по условиям работы вала он нагружен равномерно распределенной нагрузкой, то оптимальное расстояние между средними сечениями опор будет равно $0,56b^*$, где b^* — обрезная ширина полотна [63]. В этом случае для машин обрезной шириной 2520 мм максимальный прогиб рубашки от совместного действия изгибающего момента и перерезывающих сил составит 4—5 % от прогиба рабочей части обычного вала.

2.7.4. САУ валом с регулируемым прогибом

Как уже было сказано, основная задача САУ валом с регулируемым прогибом — стабилизация перепада давления масла между рабочей и дренажной камерами. Принципиальная схема САУ в простейшем варианте представлена на рис. 2.9. Приборы контроля и регулирования расположены на пульте управления. Перепад давления измеряется дифманометром с пневматическим выходным сигналом. Этот сигнал подается к регулятору, который в свою очередь управляет регулирующим клапаном. Постоянный перепад давления поддерживается изменением количества масла, перепускаемого через регулирующий клапан из рабочей камеры в дренажную. Линейное давление на вал с регулируемым прогибом создается под действием веса лежащего на нем вала. Заданное рабочее давление устанавливают вручную с помощью задатчика на пульте управления. Линейное давление на вал с регулируемым прогибом создается полностью или дополнительно к давлению за счет веса вышележащего вала гидравлическими или пневматическими устройствами прижима. Рабочее давление автоматически поддерживается пропорциональным давлению прижима с помощью пневматического аналогового вычислительного устройства, выходной сигнал которого передается на регулятор перепада давления. САУ при этом обеспечивает также синхронизацию скорости изменения рабочего давления со скоростью изменения давления прижима. Для разогрева холодной установки при пуске в ход в масляный бак может быть встроено электронагреватель. Охлаждатель масла выполнен в виде теплообменника, охлаждаемого водой. Этот теплообменник может быть также использован для нагрева масла паром или конденсатом.

Для защиты от возможных аварий система оснащается рядом предохранительных устройств. В случае превышения максимально допустимого рабочего давления реле давления выключает приводной электродвигатель гидронасоса. Количество масла, подаваемого к валу с регулируемым прогибом, контролируется реле расхода. В случае, если расход масла будет ниже минимально допустимого, то реле расхода отключит приводной двигатель вала. Уровень масла в баке контролируется поплавковым выключателем. Если уровень масла падает ниже минимально допустимого, то электронагрев в масляном баке отключается и включается предупредительный сигнал. Привод бумагоделательной машины заблокирован с приводом гидронасоса таким образом, что он не может быть включен, если не включен привод насоса.

3. УСТРОЙСТВА НАТЯЖЕНИЯ И ПРАВКИ СЕТОК И СУКОН

3.1. УСТРОЙСТВА НАТЯЖЕНИЯ СЕТОК И СУКОН

Устройства натяжения используются в сеточной, прессовой и сушильной частях машины, предназначены для поддержания натяжения и компенсации изменения длины сеток и сукон при

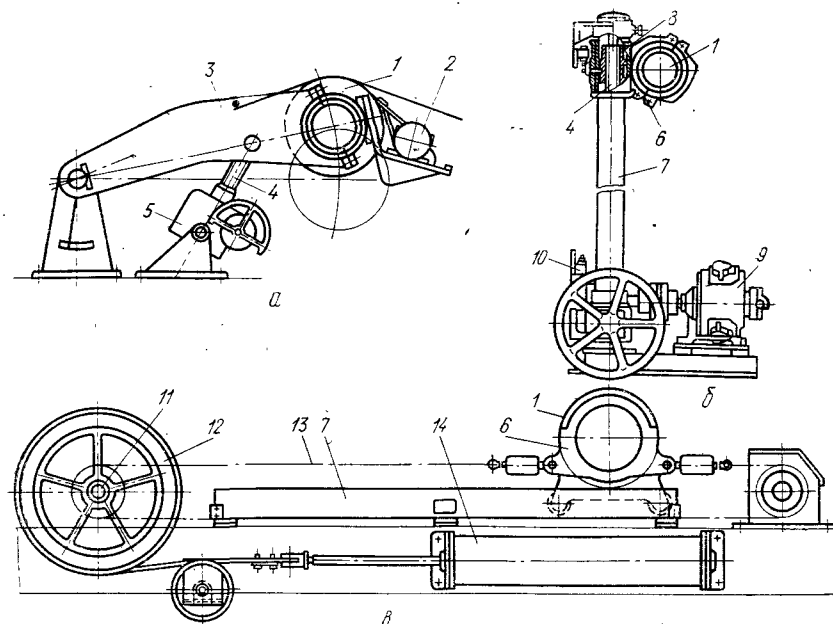


Рис. 3.1. Устройства натяжения:

а — сеточной части; б — прессовой части; в — сушильной части; 1 — натяжной вал; 2 — шабер; 3 — рычаг; 4 — винт; 5 — червячная передача с приводом; 6 — каретка; 7 — направляющая; 8 — гайка; 9 — пневмодвигатель; 10 — конечный выключатель; 11 — приводной вал; 12 — барабан с планетарным редуктором; 13 — цепная передача; 14 — пневмоцилиндр

эксплуатации. Свойства одежды и специфика компоновки обуславливают конструктивные особенности натяжных устройств.

Устройства для натяжения сетки (рис. 3.1, а) включают рычаги, закрепленные на шарнире, механизм их поворота и несущий сетконатяжной вал. Для поворота рычагов обычно применяются винтовой механизм и червячная передача с приводом. Поднимать и опускать вал можно вручную (для чего предусмотрен маховик) или при помощи двигателя, установленного на приводной стороне машины. Управление двигателем может осуществляться оператором или автоматически — от

датчика натяжения сетки, установленного под опорами одного из сетководущих валов с постоянным углом охвата сеткой. В этом случае при изменении натяжения сетки двигатель автоматически включается, натягивая или ослабляя сетку. При использовании синтетической сетки (с вытяжкой до 1,2—1,5 %) приходится устанавливать несколько натяжек. В автоматическом режиме работает только одна из них. Для расчета механизмов натяжки принимается расчетное натяжение сетки 7 кН/м.

В качестве датчиков натяжения сетки можно применять измерители усилий различных типов: пневматические, гидравлические (мессдозы) и электрические (магнитоанізотропные, с использованием механотронов и др.). Датчики натяжения сетки должны быть герметичными и устойчивыми к коррозии.

В прессовых частях применяются горизонтальные и вертикальные (рис. 3.1, б) сукнонатяжки. По конструкции и работе горизонтальная и вертикальная сукнонатяжки идентичны. Эти натяжки винтового типа с приводом от пневмодвигателя. Каретки сукнонатяжных валов скользят по трубчатым направляющим, внутри направляющих находятся винт с трапецидальной резьбой и закрепленная на каретке гайка. Предусмотрена возможность перемещения приводной стороны при отключении лицевой с помощью пневматического переключателя. Крайние положения натяжного вала фиксируются конечными выключателями.

Предусмотрена также возможность регулировки натяжения сукна вручную при помощи маховика, расположенного на лицевой стороне машины.

Ход натяжки выбирается в зависимости от длины сукна из расчета его вытяжки на 15—20 % в зависимости от типа сукна.

Рабочее натяжение сукна составляет 1—2 кН/м, расчетное 2,5 кН/м.

В сушильной части применяются, как правило, автоматические устройства, обеспечивающие постоянство заданного натяжения при вытяжке и усадке сукна.

Механизмы должны обеспечивать возможность плавной регулировки натяжения от 0 до 2,5 кН/м для сукон и до 3,5 кН/м для синтетических сушильных сеток. Требуемое перемещение натяжного вала определяется размерами и типом одежды. Так, хлопчатобумажные сукна в процессе эксплуатации могут вытягиваться на 18 %, шерстяные на 4 %, синтетические сетки на 1 %. Рабочий ход механизма натяжения должен быть выбран с учетом также допускаемых отклонений в начальной длине одежды (в тех случаях, когда устанавливаются бесконечные сукна или сукна и сетки с механическим швом).

По принципу создания натяжения различают три типа натяжных устройств: пневматические, гидравлические и грузовые. На современных бумагоделательных машинах устанавлива-

3.1. Расчет давления воздуха в пневмоцилиндре и усилия на маховике (рис. 3.2).

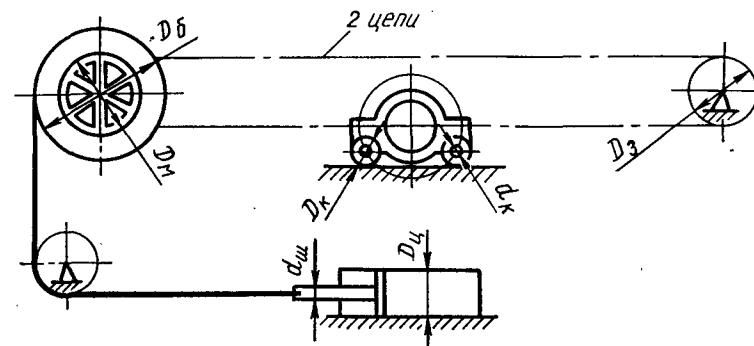


Рис. 3.2. Устройство натяжения (к табл. 3.1)

Наименование параметров	Обозначение	Единица измерения	Формула
Натяжение сукна (сетки)	q	Н/м	
Ширина сукна (сетки)	b	м	
Масса сукноведущего (сетководущего) вала	G	кг	
Давление в цилиндре	p	Па	
Передаточное число редуктора	i	—	
КПД цепной передачи	$\eta_{цп}$	—	
КПД барабана	$\eta_б$	—	
КПД цилиндра	$\eta_{ц}$	—	
КПД редуктора	η_p	—	
Коэффициент трения (качения) колеса	f	—	
Коэффициент трения в цапфе	μ	—	
Коэффициент, учитывающий перекосы	α	—	
Усилия натяжения двух ветвей сукна (сетки)	P	Н	$P = 2qb$
Сопротивление передвижению каретки	F	Н	$F = \frac{20G}{D_k} \left(f + \mu \frac{d_k}{2} \right) \alpha$
Суммарное усилие на тяговых цепях	Q	Н	$Q = P + F$
Момент на звездочках	M_3	Н·м	$M_3 = Q \frac{D_3}{2\eta_{цп}}$
Усилия на тросе барабана	T	Н	$T = \frac{2M_3}{D_б \eta_б}$
Необходимое давление в цилиндре (если $p' > p$, то выбирают цилиндр с большей рабочей площадью)	p'	Па	$p' = \frac{4T}{\pi(D_{ц}^2 - d_{ш}^2) \eta_{ц}}$
Момент на маховике	M_m	Н·м	$M_m = \frac{M_3}{\eta_б \eta_{pi}}$
Усилия рабочего	$P_{раб}$	Н	$P_{раб} = \frac{2M_m}{D_m}$

ются механизмы первых двух типов. В отечественном бумагоделательном машиностроении применяются механизмы натяжения пневматического типа как более простые и надежные в эксплуатации.

Конструкция такого устройства представлена на рис. 3.1, в. Основные узлы устройства — каретки с натяжным валом, приводной вал с барабаном, в который встроен планетарный редуктор, цепные передачи и пневмоцилиндр.

При работе устройства усилие натяжения создается давлением воздуха в пневмоцилиндре. Это усилие передается через связанный со штоком трос на барабан, установленный на приводном валу, и далее цепными передачами на каретки натяжного вала. Тем самым осуществляется натяжение сукна. При использовании хода поршня в пневмоцилиндре возврат поршня в исходное положение осуществляется вращением барабана маховиком через смонтированный в барабане планетарный редуктор с большим передаточным числом, при этом натяжение сукна не изменяется.

Периодический перевод поршня в исходное положение обеспечивает возможность полного рабочего хода каретки с натяжным валом при ограниченной длине пневмоцилиндра.

Расчет давления воздуха в пневмоцилиндре для создания натяжения сукна, а также усилия на маховике при перегонке поршня представлен в табл. 3.1.

3.2. УСТРОЙСТВА ПРАВКИ СЕТОК И СУКОН

Устройства правки предназначены для поддержания движущихся сеток и сукон в среднем положении — симметрично оси машины. Устройства правки используются в сеточной, прессовой и сушильной частях. Конструктивные особенности этих устройств обусловлены свойствами одежды, спецификой компоновки и условий эксплуатации, но принцип действия всех устройств правки основан на принудительном перекосе одного из сетководящих валов (называемого правительным валом), вызывающем смещение сетки в поперечном направлении, так как сетка стремится двигаться в направлении перпендикулярном оси вала. Как правило, для правки сетки или сукна устанавливаются автоматический и ручной механизмы, которые иногда совмещаются в одном устройстве или устанавливаются на разных сторонах одного правительного вала.

В сеточной части в качестве исполнительного механизма автоматического устройства правки чаще всего используются пневмобаллоны, иногда — мембранные устройства. Для эффективной работы угол охвата вала сеткой должен быть не менее 20° . Желательно, чтобы угол на входе и выходе сетки с вала был одинаковым. Датчик автоматической правки следует устанавливать по возможности ближе к устройству правки, чтобы си-

стема была более чувствительной. Работа правки тем эффективнее, чем больше натяжение сетки.

В прессовых частях применяются два типа устройств правки — горизонтальное и вертикальное.

На рис. 3.3, а представлено вертикальное автоматическое устройство правки с баллонным исполнительным механизмом. Устройство состоит из станины, каретки, бугеля, пневмобаллона.

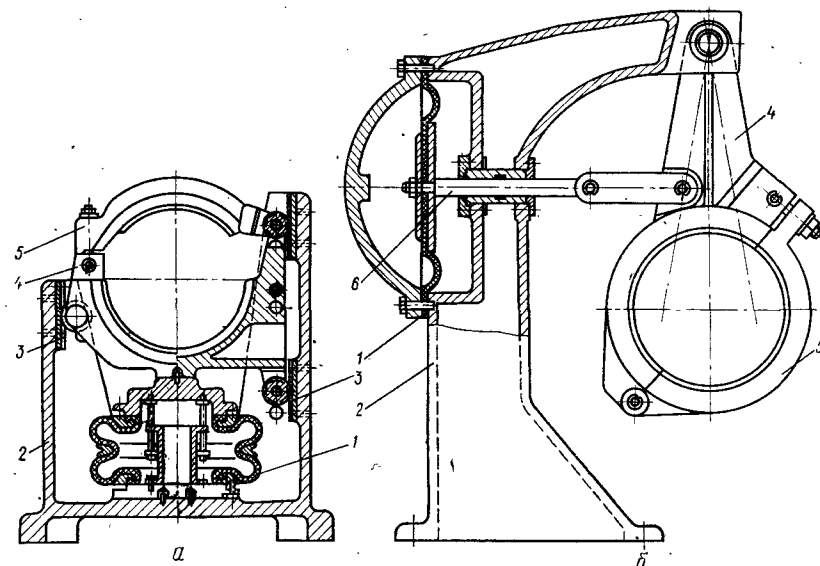


Рис. 3.3. Устройства правки сеток и сукон:

а — вертикальное для прессовой части; б — маятниковое для сушильной части: 1 — пневмобаллон (диафрагма); 2 — станина; 3 — направляющая; 4 — каретка; 5 — бугель; 6 — шток

Правка сукна осуществляется перемещением каретки с опорой сукноправительного вала. Каретка перемещается по вертикальным направляющим на роликах. Угол охвата сукном сукноправительного вала должен быть в пределах $15-30^\circ$. Рабочее давление воздуха, подаваемого в пневмобаллон, до 0,4 МПа. Вторая опора сукноправительного вала не используется для регулирования положения сукна ручным или дистанционным приводом.

Одежда сушильной части снабжается устройствами ручной и автоматической правки (обычно с пневматическим диафрагменным механизмом).

Широко применяются автоматические пневматические устройства правки маятникового типа (рис. 3.3, б).

Угол охвата сукноправительного вала обычно составляет 25—30°, при использовании синтетических сушильных сеток 30—35°.

Традиционная САУ положением кромки сетки (сукна) включает следующие основные элементы: сетку (сукно) как объект управления положением кромки, датчик положения кромки, исполнительный механизм правительного вала, правительный вал.

Наибольшее распространение получили пневматические САУ с исполнительным механизмом двустороннего действия мембранного типа с двумя камерами либо с двумя резинокордными баллонами и с контактными датчиками положения кромки. Существует много разновидностей контактных датчиков, отличающихся в основном конструкцией дросселирующего устройства. Во всех случаях перемещение сетки (сукна) в поперечном направлении приводит к изменению угла поворота стержня, на одном конце которого закреплена лопатка, следящая за положением кромки с помощью пружины. Другой конец стержня соединен с одним или двумя дросселирующими устройствами. Если датчик имеет одно дросселирующее устройство, то при изменении угла поворота стержня изменяется проходное сечение дросселя, через который воздух выходит в атмосферу и соответственно изменяется давление воздуха, подводимого к одной из камер исполнительного механизма. В этом случае во второй камере поддерживается регулятором постоянное давление воздуха, равное половине максимального давления воздуха в первой камере. Если датчик имеет два дросселирующих устройства, то проходное сечение одного из них увеличивается, а другого уменьшается в зависимости от направления поперечного перемещения сетки (сукна). Соответственно этому изменяется давление воздуха в первой и второй камерах исполнительного механизма. На практике в основном используются дросселирующие устройства конусного типа и типа «сопло-заслонка». В последнем случае роль заслонки выполняет эксцентрик, сидящий на оси стержня с лопаткой.

Разработанная ЦНИИбуммашем САУ положением кромки сетки СА-11М [А. с. 3817119 (СССР)] отличается от традиционной тем, что в нее введено дополнительное устройство в виде пневматического генератора импульсов с усилителем мощности и дросселем с обратным клапаном, позволяющее ввести в систему принудительные колебания давления воздуха с настраиваемой частотой и амплитудой. Принудительные колебания сетки в поперечном направлении не только обеспечивают более равномерный износ элементов сеточного стола, но и значительно улучшают качество регулирования за счет увеличения чувствительности системы к отклонениям кромки, уменьшения периода переходных процессов при компенсации возмущений и значения величины перерегулирования.

Принципиальная схема СА-11М приведена на рис. 3.4. Измерение положения кромки сетки производится контактным датчиком типа «сопло — заслонка», выходной сигнал которого через усилитель мощности подается в одну из камер исполнительного механизма двустороннего действия правительного вала. В другую камеру поступает пневмосигнал, меняющийся по периодическому закону. Пневмосигнал формируется в ге-

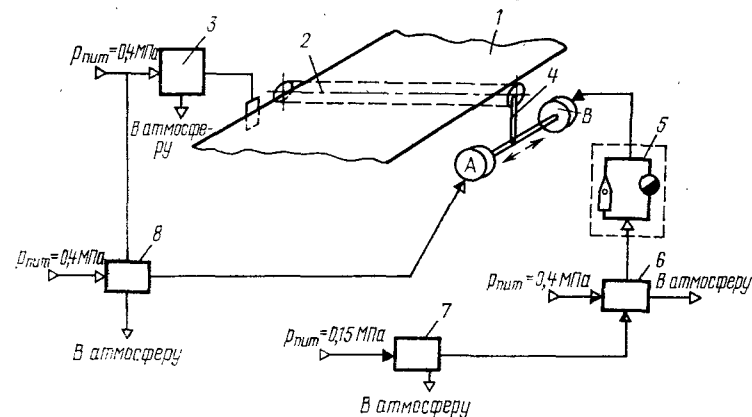


Рис. 3.4. Принципиальная схема САУ положением кромки сетки СА-11М (с контактным датчиком):

1 — сетка; 2 — правительный вал; 3 — датчик положения кромки; 4 — исполнительный механизм двустороннего действия; 5 — дроссель с обратным клапаном; 6 — усилительное реле; 7 — генератор импульсов; 8 — усилитель мощности

нераторе импульсов, усиливается в усилителе мощности и через дроссель с обратным клапаном поступает в камеру. Частота колебаний настраивается в генераторе импульсов, а амплитуда — с помощью дросселя. Действие сигнала от генератора импульсов противоположно по фазе действию сигнала от датчика положения кромки. Таким образом, при прямом и обратном ходе правительного вала воздух попеременно подается в обе камеры.

Если объект обладает такими динамическими свойствами, которые позволяют обеспечить хорошее качество регулирования без ввода в систему принудительных колебаний, т. е. с помощью традиционной схемы, генератор импульсов может быть отключен пневматическим тумблером. Это большей частью относится к управлению положением кромки сукна.

Имеются также САУ положением кромки сетки с бесконтактным датчиком. Применение бесконтактных датчиков позволяет исключить трение кромки сетки о лопатку датчика,

которое может служить причиной разлохмачивания проволоки на кромке сетки и толчков в месте сшивки сетки. Особенно перспективны такие САУ для синтетических сеток.

4. ШАБЕРЫ ВАЛОВ И СУШИЛЬНЫХ ЦИЛИНДРОВ

Большинство валов и сушильных цилиндров оснащаются шаберами, которые контактируют с ними в процессе работы машины. Главное назначение шаберов — поддерживать валы и цилиндры в чистоте и предотвращать наматывание бумаги на валы при обрыве и заправке полотна. Кроме того, шаберы в сеточной части служат как дефлекторы для устранения водяных колец и отражения оборотной воды в подсеточные ванны. Шаберы верхних валов прессов машин оснащаются специальными корпусами (фартуками) для брака, откуда снятый шабером мокрый бумажный брак сбрасывается на ленточный или винтовой конвейер.

На машинах для выработки высококачественной бумаги шаберы верхних сушильных цилиндров оборудованы специальными лотками для сбора частичек клея, наполнителя и бумажной пыли и предотвращения попадания их в пространство между полотном и нижними сушильными цилиндрами. Для сушильных цилиндров разработаны специальные конструкции шаберов с отсосом пыли. В таком шабере внутренняя полость корпуса соединяется воздуховодом с вакуумной магистралью. Благодаря создаваемому разрежению пыль, снимаемая с поверхности сушильного цилиндра лезвием шабера, всасывается через приемные щели, расположенные над лезвием, в полость корпуса и удаляется оттуда через воздуховоды. У некоторых конструкций шаберов полые корпуса выполняют одновременно функции воздуховодов. Такие шаберы применяют в сушильной части для подачи сухого горячего воздуха с равномерным его распределением по ширине машины через отверстия в корпусе. Эти шаберы могут также применяться и для распределения холодного воздуха в случае охлаждения отдельных участков валов каландра с целью местного изменения их сечений и, следовательно, регулирования давления в захватах валов.

Основные требования, предъявляемые к шаберам, состоят в обеспечении равномерности прилегания лезвия к поверхности вала при заданном линейном давлении и ограничении износа поверхности вала. Лезвие шабера также должно быть достаточно износостойким.

Шаберы валов и цилиндров современных бумагоделательных машин включают следующие основные детали и узлы: корпус, держатель, лезвие, устройство для подвода и отвода шабера, опоры и механизм возвратно-поступательного движения. В тех случаях, когда механизм подвода шабера выполнен

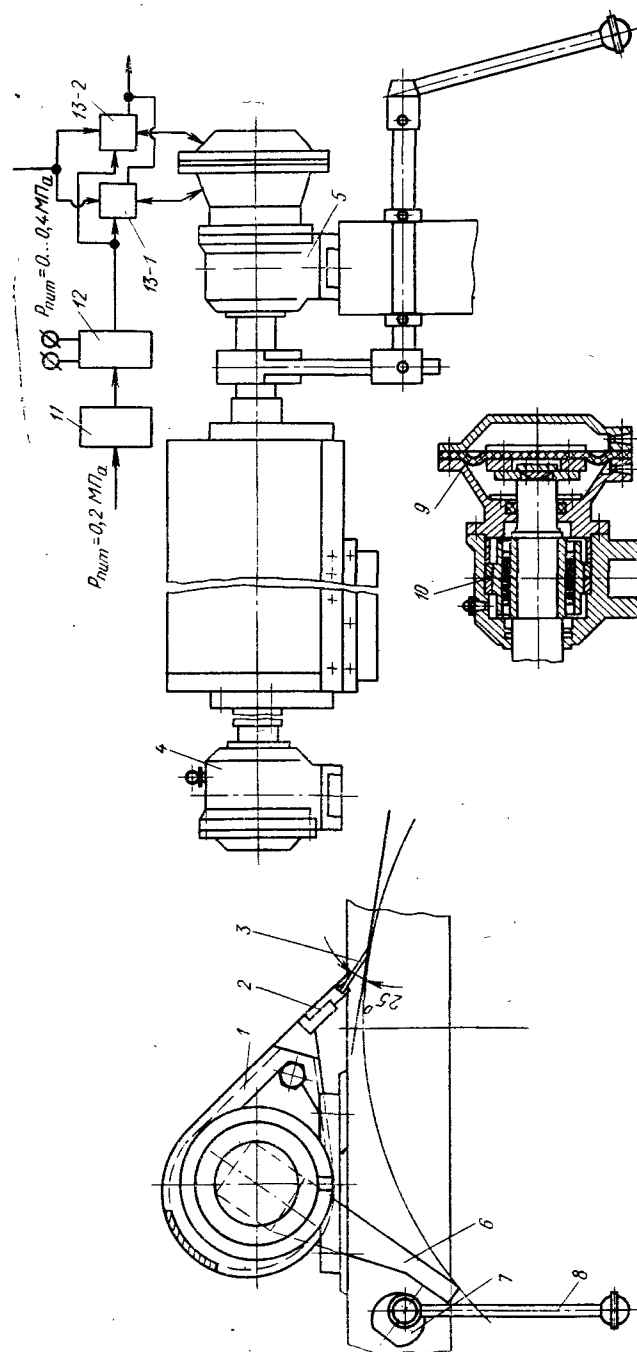


Рис. 4.1. Шабер сушильного цилиндра:

1 — корпус; 2 — держатель лезвия; 3 — лезвие; 4 — опора; 5 — опора с пневмокамерой; 6 — рычаг; 7 — эксцентрик; 8 — рукоятка; 9 — диаметр фартука; 10 — подшипник; 11 — генератор импульсов; 12 — электропневмопреобразователь; 13-1 и 13-2 — усилительные реле

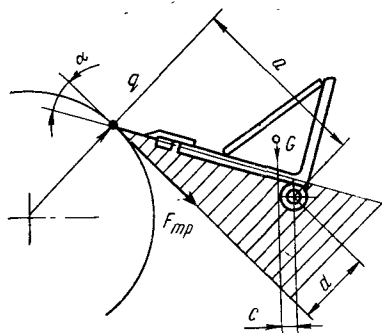


Рис. 4.2. Схема силового взаимодействия между шабером и валом

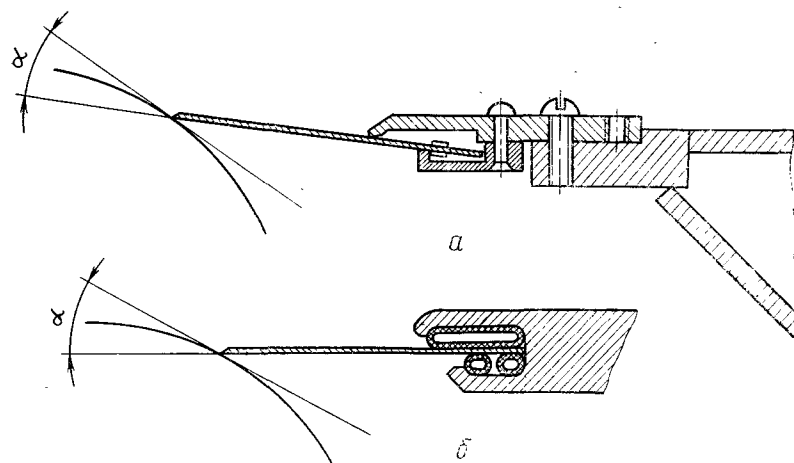


Рис. 4.3. Держатели лезвия шаберов: а — держатель с жесткими пластинами и регулировкой микрометрическими винтами; б — держатель с эластичными трубками

с пневмоприводом, последний служит и для регулирования давления шабера на вал.

Корпус шабера обеспечивает необходимую конструктивную прочность и жесткость всего устройства. Обычно корпус выполняется сварной конструкции из стального проката. В последнее время в сушильной части с целью удобства размещения шаберов (рис. 4.1) стали применять каплевидную форму поперечного сечения корпуса. В мокрой части машины шаберы облицованы коррозионностойким покрытием. По концам корпуса шабера расположены цапфы, которые закреплены в самоустанавливающихся шарикоподшипниковых опорах, обеспечивающих свободный поворот шабера и его возвратно-поступательное перемещение.

Конструкция корпуса, расположение шабера по отношению к валу в значительной степени определяют место его установки на машине. Практически всегда соблюдается условие, чтобы сила тяжести шабера, приложенная в центре тяжести

его поперечного сечения (корпуса, державки и лезвия) образовывала момент относительно оси поворота шабера. Давление лезвия шабера на вал или цилиндр в этом случае равно (рис. 4.2)

$$q_{\text{ш}} = G \frac{c}{ab}, \quad (4.1)$$

где G — вес шабера, Н; a и c — плечи моментов приложения нагрузок лезвия шабера на вал и центра тяжести шабера относительно оси его поворота, м; b — длина лезвия шабера, м.

При вращении вала возникает дополнительное усилие прижима либо вылегчивания лезвия в результате действия момента силы трения относительно оси поворота шабера. В этом случае давление шабера на вал определится из выражения

$$q_{\Sigma} = \frac{c}{b(a \pm df)} G, \quad (4.2)$$

где d — плечо момента силы трения $F_{\text{тр}}$ относительно оси поворота шабера, м; f — коэффициент трения лезвия шабера о вал.

Обычно принято располагать ось поворота шабера внутри угла, образованного плоскостью касательной к поверхности вала по линии касания лезвия и плоскостью лезвия шабера (рис. 4.2), тогда второе слагаемое знаменателя в выражении (4.2) запишется с отрицательным знаком: момент силы трения увеличит усилие прижима шабера к валу незначительно, что не скажется на работе шабера. При удалении оси поворота шабера за плоскость, в которой расположено лезвие, момент от силы трения будет увеличиваться, что может привести к повышенному износу лезвия. Если ось поворота шабера расположить за плоскостью касательной к поверхности вала по линии касания лезвия, то второе слагаемое знаменателя выражения (4.2) запишется с плюсом; дополнительный момент силы трения будет уменьшать давление шабера на вал, что может привести к ухудшению работы шабера. Для дополнительного прижима шабера к валу и регулирования давления шабера на вал обычно применяют поршневые либо мембранные исполнительные механизмы. При этом дополнительная нагрузка на корпус шабера (на широкоформатных машинах) обычно не превышает 20 % усилия от его собственного веса. Поэтому при расчете на жесткость корпуса шабера можно ограничиться определением допустимого прогиба от действия собственного веса. Желательно, чтобы прогиб не превышал 1—2 мм. При конструировании шаберов скоростных широкоформатных машин надо проверять шабер на виброустойчивость к колебаниям, вызываемым валами. Необходимо, чтобы первая резонансная частота колебаний корпуса шабера была на 30—40 % больше частоты вращения контактирующего с ним вала или цилиндра.

Конструкция держателей шаберов может быть различной. Наибольшее распространение получил держатель, показанный на рис. 4.3, а. Форма профильного паза, в который вставляется лезвие, обеспечивает равномерное распределение нагрузки на него с учетом возможного его температурного расширения. Чтобы лезвие свободно удерживалось в пазу держателя, на лезвии имеются заклепки либо пружинные хомутики, расположенные с определенным шагом. В процессе работы шабера под действием сил прижима и трения происходит самоустановка лезвия относительно вала (цилиндра) и стабилизация его положения в пазу держателя. Жесткость держателя и прочность его крепления к корпусу шабера должны быть такими, чтобы обе эти детали работали (сопротивлялись нагрузкам) как единое целое.

Для более точной установки лезвия шабера относительно вала в стенке держателя шабера выполняются резьбовые отверстия под микрометрические винты. Регулировка микрометрическими винтами позволяет несколько деформировать держатель и тем самым выравнивать давление лезвия шабера на вал. Держатель, показанный на рис. 4.3, б, имеет более сложную конструкцию. Этот держатель обеспечивает равномерный прижим лезвия шабера к валу благодаря тому, что он находится между резиновыми трубками, заполненными агентом давления.

Лезвия должны быть достаточно гибкими, чтобы компенсировать прогиб корпуса шабера и обеспечивать равномерность прилегания на бомбированных валах и в то же время обладать необходимой жесткостью для передачи усилия прижима с линейным давлением до 250 Н/м. Лезвия шаберов для бумаго- и картоноделательных машин изготавливаются из стальных либо бронзовых лент толщиной 1—1,5 мм, а также из текстолита и других синтетических материалов. Материалы лезвий шаберов выбираются в зависимости от материалов контактирующих с ними валов. Рекомендации по выбору материалов лезвий и линейных давлений приведены в табл. 4.1.

Заточка (получение фаски) лезвий обычно осуществляется на вальцово-шлифовальных станках. Точность геометрической формы лезвия шабера влияет на равномерность прилегания его к валу.

Начальный угол установки лезвия шабера в мокрой части машины составляет 20—25°, в сушильной части и каландре 28—30°; по мере износа лезвия угол увеличивается примерно на 5°. Для предотвращения повышенного износа поверхности цилиндра лезвия шаберов подвергают термической обработке (отжигу) до твердости 30—35 НRс. Для лучшей приработки шабера в сушильной части машины в пусковой период целесообразно устанавливать бронзовые или латунные лезвия.

4.1. Рекомендации по выбору материалов лезвий шаберов

Место установки шабера	Материал покрытия вала	Материал лезвия шабера	Давление лезвия шабера на вал, Н/м
Грудной вал	Нержавеющая сталь, резина, бронза	Синтетический материал (текстолит, винипласт и др.)	70—90
Сетководущие валы	То же	То же	70—90
Прессовые валы: гранитные	Гранит	Бронза Бр. ОФ6-5-1,5, заменитель — сталь 65Г	180—350
стонитовые	Стонит	Бронза Бр. А7, заменитель — сталь 65Г	135—225
обрезиненные гладкие	Резина	Синтетический материал (текстолит)	135—180
обрезиненные желобчатые	»	То же	80—135
стальные желобчатые	Сталь	»	90
полиуретановые	Полиуретан	»	80—100
Сукководущие обрезиненные	Резина	»	80—100
Сушильный и ло- шильный цилиндры	Чугун (без покрытия)	Сталь У10А *	170—200
Холодильный цилиндр	Легированный антикоррозионный чугун (без покрытия)	Сталь У10А *	170—200
	Нержавеющая сталь	Синтетический материал (текстолит)	90—100
	Медь	То же	90—100
Каландровый вал	Отбеленный чугун	Сталь 9ХФ	135—220
Цилиндр наката	Чугун	Сталь У10А	135—180

* В пусковой период рекомендуется использовать бронзовые лезвия.

Для уменьшения износа поверхностей валов и сушильных цилиндров шаберам сообщается возвратно-поступательное движение с амплитудой до 10 мм и частотой 5—20 двойных ходов в минуту [65]. Принципиальная схема пневматического устройства автоматического управления движением шабера УДШ-1 [А. с. 388075 (СССР)] показана на рис. 4.1. Устройство УДШ-1 подает пневматический сигнал то в одну, то в другую полость мембраны. Оно состоит из трех элементов: пневматического генератора импульсов, электропневмопреобразователя и усилительной части в составе двух пневматических усилительных реле. Выходной сигнал генератора импульсов поступает одновременно на два реле. При подаче импульса оба реле переключаются и усиленный по давлению и мощности (расходу) сигнал поступает в левую камеру исполнительного механизма,

а из правой камеры воздух удаляется в атмосферу. В период между импульсами оба реле возвращаются в исходное положение под действием пружин, воздух подается в правую камеру и из левой удаляется в атмосферу. Амплитуда выходных сигналов устройства соответствует давлению питания переключающих реле.

Все элементы схемы собираются на общей плате, склеенной из двух пластин, в одной из которых выфрезерованы коммутационные каналы. Плата крепится в корпусе, имеющем съемную крышку. Способ монтажа элементов схемы на общей плате позволяет быстро заменять их в случае выхода из строя. Устройство устанавливается по месту на станинах или колоннах, либо в пультах и щитах управления.

Техническая характеристика УДШ-1 следующая:

Давление питания генератора, МПа	0,2
Давление силового питания, МПа	до 0,4
Частота выходного сигнала, Гц	0,01—1
Амплитуда выходного сигнала, МПа	до 0,4
Габаритные размеры устройства, мм	230×130×140
Допустимая длина линий связи, м	до 100

Правильная эксплуатация шаберов существенно влияет на увеличение их срока службы. При останове бумагоделательной машины все шаберы должны быть подняты, перед пуском машины их следует тщательно протереть, так как во время остановки на фаске лезвия могут осесть твердые частицы, вызывающие при опускании шабера повреждение поверхности вала или цилиндра. Рекомендуются периодически, не реже 1 раза в сутки, очищать фаску шабера от налипших частиц.

5. МАССОНАПУСКНЫЕ УСТРОЙСТВА

5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К МАССОНАПУСКНЫМ УСТРОЙСТВАМ

Формование полотна бумаги или картона на сетке машины — основной процесс, определяющий качество готовой продукции. Оно может быть равномерным, если при напуске на сетку расход волокнистой суспензии, ее концентрация и скорость одинаковы по ширине полотна.

Для получения равнопрочной бумаги в машинном и поперечном направлениях необходимо, чтобы волокна в выходящем на сетку потоке были дезориентированы. На всем пути прохождения суспензии через массонапускное устройство необходимо предотвращать соединение отдельных волокон в хлопья и вовлечение воздуха, избегать застойных мест, где бы могло происходить отложение волокон и микроорганизмов.

Массонапускные устройства должны выполнять следующие функции: распределять поток суспензии при напуске на сетку машины с одинаковым расходом и скоростью по ширине отливаемого полотна; передавать суспензию к выпускной щели без выпадения волокон и без появления поперечных струй; выпускать на сетку машины струю волокнистой суспензии с определенной скоростью при высокоинтенсивной турбулентности и малом ее масштабе.

5.2. КЛАССИФИКАЦИЯ МАССОНАПУСКНЫХ УСТРОЙСТВ

Для тихоходных машин (скорость до 200 м/мин) применяются напорные ящики открытого типа, работающие при атмосферном давлении. Скорость вытекания волокнистой суспензии зависит от высоты уровня массы в ящике.

На машинах, работающих при скорости более 200—250 м/мин, применяют напорные ящики закрытого типа, в которых давление свободного столба жидкости заменено принудительным давлением, создаваемым в воздушной подушке над слоем суспензии.

При работе современных бумагоделательных машин с формованием полотна между двумя сетками жидкая суспензия подается в клинообразный зазор между ними. Если на обычной плоскосеточной машине суспензия некоторое время имеет одну поверхность свободной, и волокна, если они неравномерно распределены, могут перераспределяться, то при формовании между двумя сетками такая возможность весьма ограничена. Следовательно, волокна должны быть равномерно распределены по объему потока еще до выпуска на сетку. Струя волокнистой суспензии должна вытекать из выпускной щели при высокоинтенсивной турбулентности и малом ее масштабе. Массонапускные устройства такого типа получили название напорных ящиков турбулентного типа.

Таким образом, все конструкции массонапускных устройств могут быть разделены на три типа: напорные ящики открытого типа; напорные ящики закрытого типа; напорные ящики турбулентного типа.

Согласно классификации массонапускных устройств, приведенной в ЦНИИбуммаше, принято восемь типоразмеров напорных ящиков закрытого типа и два типоразмера напорных ящиков открытого типа (табл. 5.1). Схемы этих ящиков показаны на рис. 5.1 и 5.2.

Каждый последующий тип закрытого ящика (кроме ЯЗ-08) отличается удельным расходом суспензии, увеличивающимся с коэффициентом прогрессии 1,2.

Размеры закрытых напорных ящиков выбраны с таким расчетом, чтобы максимальная скорость суспензии в верхней части ящика была 0,3 м/с. Нормальная работа возможна при

5.1. Технические характеристики и основные размеры напорных ящиков

Тип ящика	Максимальный расход суспензии на 1 м ширины, м ³ /(с·м)	Обрезная ширина, мм	Максимальная скорость, м/мин	Размеры, мм					
				D	L	L ₁	H	H ₁	R
Открытые напорные ящики									
ЯО-01	0,018	1680; 2100; 2520	120	120	—	750	60	80	—
ЯО-02	0,043	1680; 2100; 2520; 4200	180	160	750	200	170	160	—
Закрытые напорные ящики									
ЯЗ-01	0,051	2520; 4200	450	170	550	400	160	160	90
ЯЗ-02	0,063	2520; 4200	450	210	600	450	195	180	90
ЯЗ-03	0,075	2520; 4200	500	250	600	550	230	200	100
ЯЗ-04	0,090	2520; 4200	500	300	650	650	275	250	100
ЯЗ-05	0,108	2520; 4200	600	360	750	750	330	300	140
ЯЗ-06	0,130	4200; 6300	600	430	800	900	390	350	140
ЯЗ-07	0,156	4200; 6300; 6720	750	520	900	1000	470	450	200
ЯЗ-08	0,333	4200; 6300; 6720	750	630	1000	1200	570	550	200

снижении скорости до 0,1 м/с, для ящика ЯЗ-08 максимальная скорость суспензии принята до 0,6 м/с, но при этом концентрацию рекомендуется снижать до 0,3 %.

Напорные ящики унифицированного ряда универсальны по конструкции и могут быть использованы для широкого ассортимента продукции. Выбор того или иного типоразмера определяет лишь удельный расход суспензии.

5.3. НАПОРНЫЕ ЯЩИКИ ОТКРЫТОГО ТИПА (РИС. 5.1)

Ящик ЯО-01 предназначен для работы машины со скоростью до 120 м/мин, ЯО-02 — до 180 м/мин.

Потокораспределитель прямоугольного сечения с двухступенчатой перфорированной плитой обеспечивает хорошее распределение суспензии по ширине машины. Струи, вытекающие из отверстий перфорированной плиты, разбиваются о поверхность близко расположенного перфорированного вала и образуют равномерный поток, проходящий через полость ящика. Для создания необходимой турбулентности потока предусмотрена поперечная перегородка (у ящика ЯО-01 — две перегородки), которая, резко увеличивая скорость потока, предотвращает оседание волокон и их флокуляцию. Передняя стенка ящика подвижная. Ее можно перемещать, регулируя высоту

выпускной щели, и передвигать по ходу потока, изменяя этим место встречи струи с сеткой машины. Верхняя губа, установленная в конце передней стенки, имеет приспособления для местного регулирования высоты щели и указатели, показывающие деформацию губы.

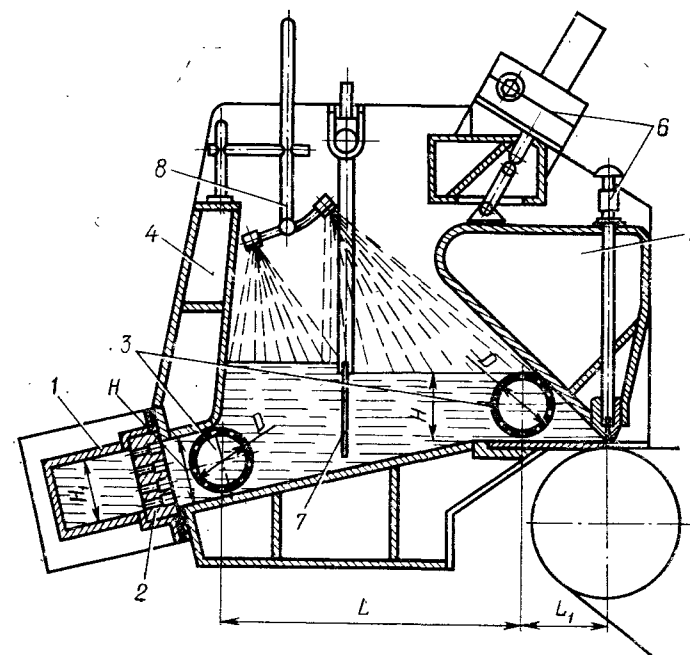


Рис. 5.1. Напорный ящик открытого типа:

1 — коллектор-потокораспределитель; 2 — перфорированная плита; 3 — перфорированные валы; 4 — корпус ящика; 5 — передняя стенка; 6 — механизмы регулирования щели; 7 — щит; 8 — пеногаситель

Для равномерного распределения массы перед выходом на сетку у ящика ЯО-02, работающего на больших скоростях, установлен второй перфорированный вал.

Напорные ящики снабжены пеногасителями, положение которых можно регулировать.

5.4. НАПОРНЫЕ ЯЩИКИ ЗАКРЫТОГО ТИПА

Конструктивная схема всех восьми размеров напорных ящиков в основном одинакова. Закрытый напорный ящик (рис. 5.2) включает корпус, коллекторную камеру с двухступенчатой перфорированной плитой, два перфорированных вала с регулируемой частотой вращения, переднюю стенку с механизмами регулирования, пеногасители, контрольно-регулирую-

3*

шую аппаратуру для поддержания постоянного уровня массы в ящике и постоянного давления воздушной подушки.

Поток массы, поступающей в напорный ящик, распределяется по ширине машины коллекторной камерой переменного

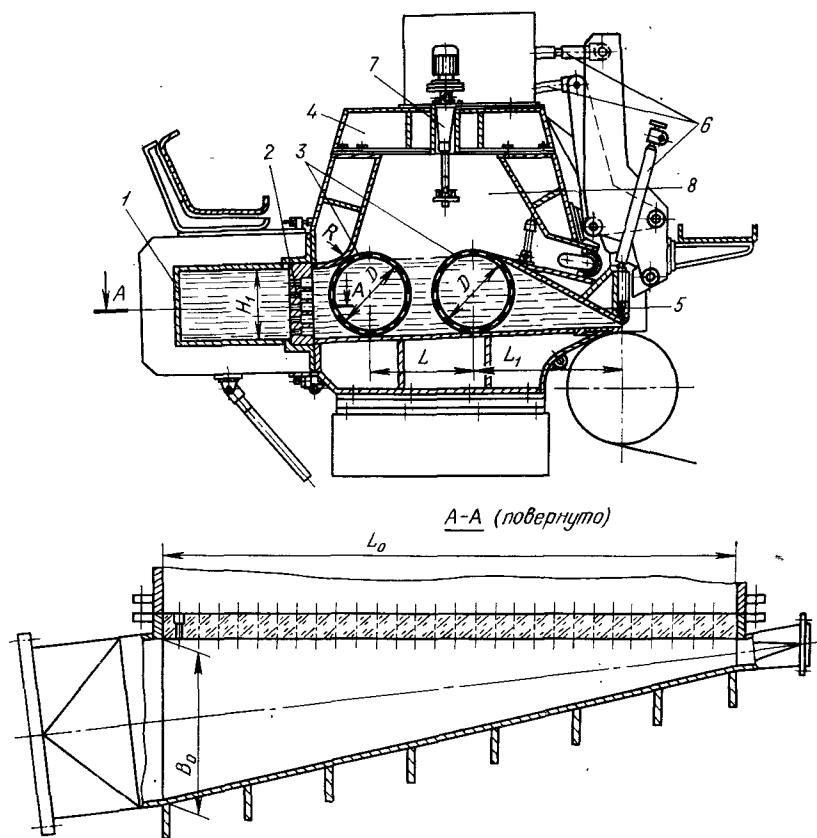


Рис. 5.2. Напорный ящик закрытого типа:

1 — коллектор-потокораспределитель; 2 — перфорированная плита; 3 — перфорированные валы; 4 — корпус ящика; 5 — передняя стенка; 6 — механизмы регулирования щели; 7 — пеногаситель; 8 — воздушная подушка

прямоугольного сечения, проходит через отверстия перфорированной плиты, стабилизируется двумя вращающимися перфорированными валами.

Передняя стенка придает потоку массы плавное ускорение (до скорости сетки). Верхняя губа, установленная в конце передней стенки, имеет приспособления для местного регулирования ширины щели и указатели, показывающие деформацию губы.

Общее открытие щели и перемещение верхней губы по отношению к нижней по горизонтали обеспечивается механизмами, установленными на крыше ящика. В конструкции ящика предусмотрены люки, смотровые стекла, осветители, мостки для обслуживания. Все внутренние поверхности ящика облицованы полированными листами нержавеющей стали.

Для уменьшения прогиба передняя стенка ящика закреплена на расстоянии $1/4$ ширины ящика.

Предусмотрен перелив массы, насыщенной воздухом, и пены. Для удобства промывки и ремонта коллекторная камера с перфорированной плитой откидывается вниз.

5.5. НАПОРНЫЕ ЯЩИКИ ТУРБУЛЕНТНОГО ТИПА

Работа напорных ящиков турбулентного типа (рис. 5.3) основана на пропускании суспензии перед выпуском ее на сетку через ряд узких каналов или щелей. Трение суспензии о стенки

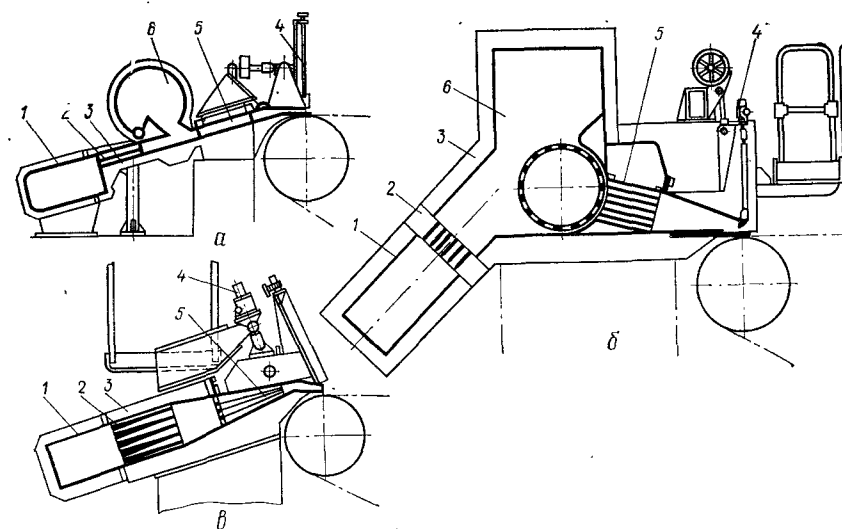


Рис. 5.3. Напорные ящики турбулентного типа:

а — фирмы «Валмет»; б — фирмы «Блэк-Клаусон»; в — фирмы «Белойт»; 1 — коллектор-распределитель; 2 — распределительная система; 3 — корпус ящика; 4 — механизмы регулирования щели; 5 — турбулизирующие элементы; 6 — воздушная подушка

каналов вызывает появление интенсивной турбулентности, а размер каналов ограничивает размер возможных вихрей (масштаб турбулентности).

Распределение суспензии по ширине машины обеспечивается потокораспределителем с системой труб или перфорированной плитой. После небольшой промежуточной камеры суспензия проходит через турбулизирующие элементы, представ-

ляющие собой пучок труб (напорный ящик фирмы «Блэк-Класон»), или несколько гибких листов, расположенных по высоте (напорный ящик фирмы «Белойт»), или серию наклонно расположенных перегородок (напорный ящик фирмы «Валмет»).

Турбулизирующие элементы подходят по возможности близко к выпускной щели. Как и в ящиках другого типа, выпускная щель может регулироваться по высоте.

Место встречи струи с сеткой регулируется либо перемещением верхней губы вдоль потока, либо перемещением всего ящика.

Для предотвращения колебаний давления потока суспензии некоторые конструкции ящиков снабжаются воздушной подушкой.

5.6. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАССОНАПУСКНЫХ УСТРОЙСТВ

Расход выходящей на сетку массы (Q_m м³/с) принимают из баланса воды и волокна или рассчитывают по формуле [76]

$$Q_m = \frac{Q_b T_k}{(T_{ящ} - T_{рег}) \cdot 3\,600\,000},$$

где Q_b — производительность машины по бумаге, кг/ч; T_k — сухость бумаги на накате, %; $T_{ящ}$ — концентрация в напорном ящике, %; $T_{рег}$ — концентрация регистровой воды, %.

Удельный расход массы [$(Q_{уд}$ м³/(с·м))] на 1 м ширины машины определяют по формуле

$$Q_{уд} = \frac{Q_m}{B_{ящ}},$$

где $B_{ящ}$ — ширина напорного ящика в свету, м.

По удельному расходу массы подбирают типоразмер напорного ящика (см. табл. 5.1).

Расположение волокон в машинном и поперечном направлениях в основном зависит от соотношения скоростей потока массы и сетки. Если скорость потока массы меньше скорости сетки, количество волокон, ориентирующихся в машинном направлении, увеличивается, если скорость потока массы больше скорости сетки, — уменьшается. Увеличение скорости потока массы приводит к уменьшению разрывной длины бумаги в машинном направлении и к повышению в поперечном направлении. Увеличение количества волокон, ориентированных поперек полотна, уменьшает поперечную усадку при сушке, и полотно на накате становится на 1—1,5 % шире.

Как показывает практика, отношение скорости потока массы к скорости сетки должно быть близким к единице. Обычно оно равно 0,9—1,1. Чем меньше скорость машины и

толще вырабатываемая бумага, тем больше должно быть это отношение.

Для обеспечения заданной скорости поступления массы на сетку высота столба массы (H мм) должна быть равна

$$H = \frac{\alpha_1^2 \alpha_2^2 v^2 \cdot 1000}{2g\varphi^2},$$

где α_1 — отношение скорости сетки к скорости машины; α_2 — отношение скорости струи к скорости сетки; v — скорость машины (по сушильной части), м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; φ — коэффициент скорости (обычно $\varphi = 0,97—0,98$).

Приняв $\alpha_1 = 0,93$ (без пересасывающего устройства) и $\alpha_1 = 1,0$ (с пересасывающим устройством), $\alpha_2 = 0,95$, $\varphi = 0,97$, получаем $H = 42,48 v^2$ мм (без пересасывающего устройства), $H = 48,96 v^2$ мм (с пересасывающим устройством).

В закрытых напорных ящиках, где напор создается воздушной подушкой, следует для определения давления воздуха из найденного значения H вычесть высоту столба массы в ящике. Если эта высота больше, чем H , давление воздушной подушки будет отрицательным, т. е. ящик должен работать под вакуумом.

5.7. КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ МАССОНАПУСКНЫХ УСТРОЙСТВ

5.7.1. Потокораспределитель

Для равномерного распределения по всей ширине потока суспензии, поступающей в массонапускное устройство, в современных конструкциях напорных ящиков применяются коллектор прямоугольного переменного сечения и перфорированная двухступенчатая плита.

Коллектор лучше всего работает в диапазоне низких и средних скоростей движения волокнистой суспензии (1—2,5 м/с), однако во избежание слишком больших сечений на широких скоростных машинах скорость потока массы применяется до 3—4 м/с.

Подводящий массу трубопровод располагают по оси коллектора. Высоту коллектора принимают одинаковой по всей длине. Ширина коллектора — переменная величина.

Масса равномерно распределяется по ширине ящика при условии постоянного статического давления в коллекторе по всей его длине. Постоянное давление (с учетом изменения расхода и наличия сопротивления движению потока) в коллекторе обеспечивается определенным уклоном задней стенки. Расчет показывает, что уклон по длине коллектора — переменная величина [79].

Наиболее резко изменяется сечение в конце коллектора. Для снижения погрешностей расчета и уменьшения влияния неточностей изготовления на давление в коллекторе используется рециркуляция части массы из узкого конца коллектора. Начало и конец коллектора соединяют трубкой с прозрачным участком. Масса движется по трубке в сторону меньшего давления. Вентиль на рециркуляционной трубе устанавливают в такое положение, чтобы масса в трубке не перемещалась (это значит, что установилось одинаковое давление в начале и конце коллектора).

Начальное сечение коллектора (F_0 м²) определяют из условий получения в нем требуемой скорости потока:

$$F_0 = B_0 H_1 = \frac{Q_m}{0,9v_1},$$

где B_0 — начальная ширина коллектора, м; H_1 — высота коллектора, м; Q_m — расход выходящей на сетку массы, м³/с; v_1 — скорость потока массы в коллекторе, м/с. Коэффициент 0,9 учитывает дополнительный объем рециркулирующей массы.

При определении начального сечения коллектора следует иметь в виду, что его ширина B_0 должна превышать высоту H_1 не менее чем в 1,5 раза.

С достаточной для практики точностью можно определить сечение коллектора на расстоянии 0,8 его длины и в конце. Методика расчета сечений коллектора разработана в ЛТИ ЦБП [62].

В расчете принято, что объем рециркулирующей массы составляет 10 % от объема поступающей в коллектор суспензии, коэффициент трения суспензии о стенки коллектора равен 0,02, коэффициент неравномерности 1,1. Результаты расчета приведены ниже:

$L_0/\sqrt{F_0}$	5	10	15	20
Ширина коллектора по длине, м:				
$0,8L_0$	$0,340B_0$	$0,356B_0$	$0,371B_0$	$0,387B_0$
L_0	$0,156B_0$	$0,166B_0$	$0,176B_0$	$0,186B_0$

Для расчета сечений следует определить площадь начального сечения F_0 и начальную ширину B_0 . Длина коллектора L_0 равна ширине напорного ящика. Определяют значение величины $L_0/\sqrt{F_0}$ и затем ширину коллектора в двух сечениях. Таким образом, задняя стенка коллектора будет образована двумя плоскостями с переломом в точке соответствующей $0,8L_0$.

Из коллектора суспензия поступает в полость ящика через отверстия перфорированной плиты, которые равномерно

распределены по всей ее площади. В отечественных конструкциях ящиков принята следующая характеристика плиты из органического стекла:

Толщина плиты, мм	135
Диаметр отверстий I ступени, мм	12
Длина отверстий I ступени, мм	65
Диаметр отверстий II ступени, мм	18
Длина отверстий II ступени, мм	70

Количество отверстий определяют из расчета получения скорости массы в I ступени 8—9 м/с.

Высокая скорость прохода массы через отверстия определяет и сравнительно большие потери давления в них. Если потери давления в отверстиях превосходят возможные колебания давления по длине коллектора, то равномерность распределения потока суспензии меньше будет зависеть от точности профиля потокораспределителя.

В месте перехода от I ко II ступени масса испытывает резкое расширение (ступенька 3 мм). При этом разбиваются комочки и повышается интенсивность турбулентности струи.

Потеря давления (h кПа) в перфорированной плите определяется по формуле [69]

$$h = \xi \frac{\delta v_2^2}{2},$$

где v_2 — скорость массы в первой ступени плиты, м/с; δ — плотность суспензий, кг/м³; ξ — коэффициент потерь;

$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_0}\right) + \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 + \left(\frac{\omega_1}{\omega_3}\right) \cdot \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_3}\right)^2$; ω_0 — площадь входной стороны плиты, м²; ω_1 — общее сечение отверстий I ступени, м²; ω_2 — общее сечение отверстий II ступени, м²; ω_3 — площадь выходной стороны плиты, м².

Коэффициент потерь ξ обычно равен 0,9—1,0. При скорости массы в I ступени 8—9 м/с потери давления составят 30—40 кПа. Остальные потери давления в напорном ящике невелики и ими можно в расчетах пренебречь.

При модернизации старых напорных ящиков целесообразно устанавливать коллектор круглого переменного сечения с подачей массы в полость напорного ящика по трубам круглого сечения [83].

Начальное сечение коллектора определяют по формуле

$$F_0 = \frac{Q_m}{0,9v_1}, \quad D_0 = 1,19 \sqrt{\frac{Q_m}{v_1}},$$

где F_0 — площадь начального сечения, м²; D_0 — диаметр начального сечения, м.

Диаметр коллектора необходимо определить еще в трех сечениях: на расстоянии 0,6 и 0,9 его длины и в конце. Ниже приведены значения этих диаметров:

$L_0/\sqrt{F_0}$	5	10	15	20
Диаметр коллектора в сечениях по длине, м:				
0,6 L_0	0,711 D	0,722 D	0,733 D	0,744 D
0,9 L_0	0,502 D	0,516 D	0,525 D	0,541 D
L_0	0,395 D	0,407 D	0,419 D	0,431 D

Для расчета сечений коллектора определяют площадь начального сечения F_0 и соответствующий диаметр D_0 . Определяют значения величины $L_0/\sqrt{F_0}$ и затем находят диаметр коллектора в трех указанных сечениях.

Коллектор будет образован из трех усеченных конусов, имеющих общую образующую в месте ответвления труб. Сечение подводных трубок выбирается таким, чтобы скорость массы в них превышала скорость в начальном сечении коллектора в 2—3 раза.

Удовлетворительный результат достигается, если на каждый метр длины коллектора имеются пять—восемь трубок. Длина трубок должна быть равна не менее 10—12 диаметрам. Трубки следует изготавливать из бесшовных труб из нержавеющей стали.

Большое значение имеет качество приварки трубок к коллекторной трубе, так как мелкие неровности в шве могут вызвать большие разности сопротивлений разветвлений для отдельных трубок. Поэтому места швов следует тщательно зачищать. Лучше всего приваривать трубки к отбортовкам стенок коллектора.

5.7.2. Перфорированные валы

Перфорированные валы оказывают на волокнистую суспензию двоякое действие [91]: изменяют гидродинамические свойства потока — интенсивность и масштаб турбулентности; влияют на волокна, содержащиеся в суспензии (разрушают хлопья).

В новых конструкциях напорных ящиков, имеющих совершенную систему потокораспределения, число валиков сокращено до двух [98].

Важнейшие характеристики перфорированного вала — диаметр отверстий и отношение площади отверстий к общей площади боковой поверхности вала (живое сечение).

Рассмотрим некоторые геометрические зависимости, связанные с расположением отверстий на поверхности вала (рис. 5.4). Выделим прямоугольник со сторонами a и b . На площади рассматриваемого прямоугольника располагаются два отвер-

стия диаметром d . Площадь этих отверстий от площади прямоугольника ab составляет m %.

$$m = \frac{\pi d^2}{2ab} \cdot 100.$$

Так как поверхность вала состоит из таких прямоугольников, по этой формуле можно определить живое сечение m_v (долю площади отверстий) для всего вала. Обычно расстояния между центрами отверстий одинаковы, $b = a\sqrt{3}$, тогда живое сечение вала $m_v = 90,7 (d/a)^2$ %.

Перекрычка c между отверстиями для определенного живого сечения определяется только диаметром отверстий d :

Живое сечение m_v , %	30	32	35	40	45	50	52
Перекрычка c , мм	0,74 d	0,69 d	0,61 d	0,51 d	0,42 d	0,35 d	0,32 d

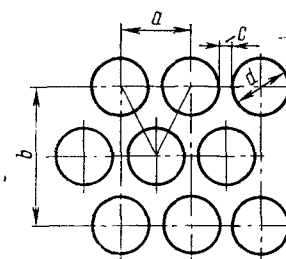


Рис. 5.4. Расположение отверстий перфорации на поверхности вала

Диаметр отверстий в перфорированных валах зависит от вида вырабатываемой продукции и принимается: в первом вале 20—25 мм, во втором вале (перед выпускной щелью) 16—20 мм. Наибольшие размеры отверстий принимаются при выработке бумаги с использованием длинного волокна. Кромки отверстий притупляются с катетом фаски не более 1 мм.

Перфорированный вал в потоке оказывает сопротивление проходящей массе (Δp кПа), которые можно рассчитать по формуле [98]

$$\Delta p = \varepsilon \frac{u_1^2}{2},$$

где ε — коэффициент сопротивления; u_1 — скорость потока, проходящего через вал, м/с.

Для упрощения расчетов u_1 допускается рассчитывать по формуле $u_1 = Q_m/(DL)$, где Q_m — количество массы, проходящей через вал, м³/с; L — длина вала, м; D — наружный диаметр вала, м.

Коэффициент сопротивления ε выбирается в зависимости от живого сечения перфорированного вала:

Живое сечение m_v , %	35	40	45	50	55
Коэффициент сопротивления ε	10,3	6,9	4,8	3,3	2,3

Усилие (P Н), действующее на вал в направлении потока, рассчитывают по формуле

$$P = 1000 \Delta p D L = \varepsilon \frac{1000 Q_M^2}{D L \cdot 2}.$$

В основу расчета кладется полученное расчетное усилие R , равное геометрической сумме силы P и веса вала. Прогиб вала (f м) определяется по формуле

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{R L^3}{E I}.$$

Момент инерции (J м⁴) перфорированной рубашки определяется по формуле

$$I = I_{\text{спл}} \left(1 - \frac{m}{100}\right) = \frac{\pi D^3 t}{8} \left(1 - \frac{m}{100}\right),$$

где $I_{\text{спл}}$ — момент инерции сплошной трубы, м⁴; t — толщина стенки, м; m — живое сечение, %; E — модуль упругости, Па; R — расчетное усилие, Н.

Максимальный прогиб вала не должен превышать 1 мм. При необходимости, зная нагрузку и геометрические размеры вала, можно найти напряжения в рубашке вала. Однако эти напряжения настолько малы, что практически можно их не определять.

5.7.3. Выпускная щель

Выпускная щель образована дном напорного ящика, переходящим в нижнюю губу, и передней стенкой, имеющей в нижней части верхнюю губу. Для обеспечения работы ящика при разной концентрации суспензии и выработки продукции с разной массой 1 м² передняя стенка механизмом регулирования передвигается в двух направлениях (чаще всего вверх — вниз и против движения потока). Кроме того, механизмы местного регулирования позволяют изменять в небольших пределах высоту открытия щели в разных местах по ширине машины.

Высота открытия (h м) щели может быть определена по формуле

$$h = \frac{q}{10900 (T_{\text{ящ}} - T_{\text{рег}}) \xi},$$

где q — масса 1 м² продукции, г/м²; $T_{\text{ящ}}$ — концентрация массы в напорном ящике, %; $T_{\text{рег}}$ — концентрация волокна в регистрирующей воде, %; ξ — коэффициент сжатия струи; $\xi = h_0/h$ (табл. 5.2).

Принято: скорость сетки равна 0,93 скорости машины, скорость струи массы 0,95 скорости сетки, ширина щели напорного ящика равна 1,15 ширины бумаги на накате.

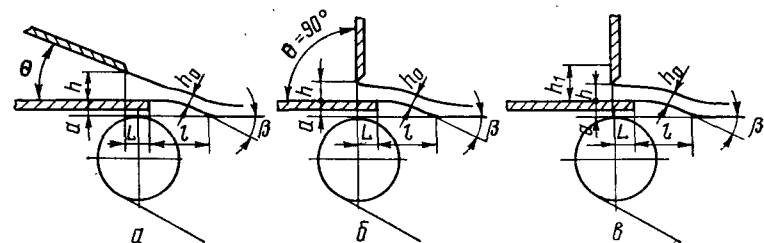


Рис. 5.5. Типы выпускных щелей:
а — со сходящимися губами; б — с вертикальной губой; в — комбинированная

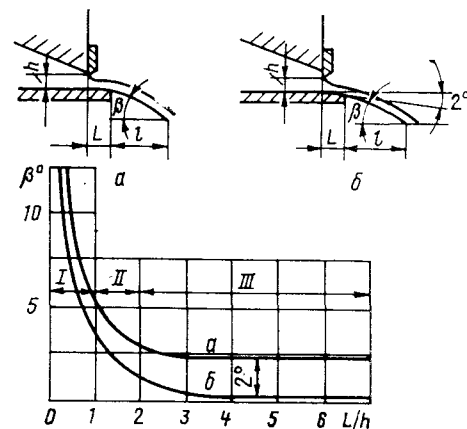


Рис. 5.6. Зависимость угла встречи струи с сеткой от геометрических размеров выпускной щели:
а — нижняя губа горизонтальная; б — нижняя губа имеет уклон 2°

Как видно из вышеприведенной формулы, высота открытия щели не зависит ни от производительности, ни от скорости машины.

При производстве бумаги и картона используются три типа выпускной щели (рис. 5.5): со сходящимися губами; с вертикальной губой; комбинированная.

Важной характеристикой выпускной щели является отношение L/h , которое определяет угол отклонения струи массы от горизонтали, т. е. угол, под которым струя попадает на

5.2. Коэффициент сжатия струи суспензии ξ

Тип щели	θ°	h/h_1	L/h							
			-0,4	-0,2	0	0,2	0,6	1,0	1,5	2,0
а	10	—	1,0	0,98	0,97	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
»	15	—	1,0	0,95	0,95	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
»	20	—	1,0	0,95	0,93	0,90	0,86	0,83	0,83	0,83
»	30	—	0,95	0,92	0,90	0,88	0,84	0,83	0,83	0,83
б	90	—	0,77	0,70	0,68	0,65	0,62	0,61	0,61	0,61
в	0	0,5	0,82	0,76	0,71	0,67	0,66	0,65	0,65	0,65
»	0	0,7	0,84	0,79	0,75	0,72	0,70	0,69	0,69	0,69
»	0	0,8	0,87	0,83	0,79	0,76	0,75	0,75	0,75	0,75
»	0	0,9	0,89	0,87	0,83	0,81	0,80	0,79	0,79	0,79

сетку машины. Угол β уменьшается при увеличении отношения L/h .

На рис. 5.6 показана зависимость угла β от отношения L/h . Как видно, кривые можно разделить на три участка: I участок — незначительному изменению отношения L/h соответствует большее изменение угла β (участок высокой чувствительности); II участок — изменение отношения L/h вызывает умеренное изменение угла β (участок средней чувствительности); III участок — изменение отношения L/h не влияет на изменение угла β . При использовании нижней губы со скосом угол β может быть увеличен (рис. 5.6, б).

При выработке большинства видов бумаги рекомендуется устанавливать щель в соответствии с участком II на рис. 5.6. В этом случае может быть получена пологая струя массы, попадающая на сетку достаточно далеко от грудного вала, под этим местом сетки может быть установлен формирующий ящик. При необходимости место встречи струи массы с сеткой может быть определено расчетом.

Расстояние l от кромки нижней губы до места встречи струи с сеткой и время свободного движения струи (f с) определяются по формулам:

$$l = v_{\text{стр}} t \cos \beta,$$

$$t = \frac{\sqrt{(v_{\text{стр}} \sin \beta)^2 + 2ga} - v_{\text{стр}} \sin \beta}{g},$$

где β — угол, под которым струя массы попадает на сетку машины; $v_{\text{стр}}$ — скорость струи, м/с; a — расстояние от верхней поверхности нижней губы до сетки, м; l — расстояние от кромки нижней губы до места встречи струи с сеткой, м.

5.8. САУ НАПУСКОМ МАССЫ

Напорные ящики открытого типа, как правило, не оснащаются САУ напуском массы.

Основная задача САУ напуском массы напорных ящиков закрытого типа — стабилизация заданного суммарного давления (общего напора). Решение этой задачи обеспечивает стабилизацию скорости вытекания массы из выпускной щели при условии поддержания постоянства концентрации, степени помола и температуры массы. САУ напуском массы отличаются большим разнообразием схемных и конструктивных особенностей их построения, что объясняется, с одной стороны, конструктивным многообразием самих напорных ящиков закрытого типа и, с другой, различными требованиями к режиму напуска в зависимости от вида выпускаемой продукции и производительности бумагоделательной машины.

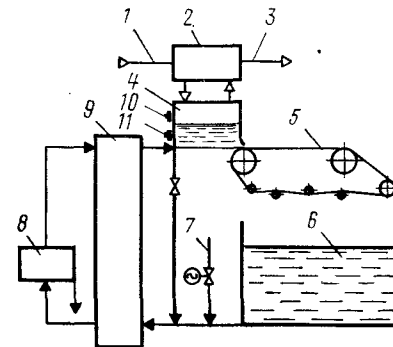
Управление процессом напуска массы на сетку машины осуществляется со щита управления, на котором расположены

показывающие и самопишущие приборы для контроля и регулирования основных параметров, характеризующих работу напорного ящика: уровня массы и суммарного давления в напорном ящике, рН массы, расхода массы, температуры массы и др.

САУ напуском массы напорного ящика закрытого типа включает две основные системы стабилизации: уровня массы и суммарного давления в напорном ящике. Существуют различные варианты построения этих систем в зависимости от выбранных схем подачи массы в напорный ящик и распределения воздуха. На рис. 5.7 приведена принципиальная схема

Рис. 5.7. Принципиальная схема напуска массы на сетку и системы подачи и очистки массы и распределения воздуха:

1 — сжатый воздух; 2 — система распределения воздуха; 3 — воздух в атмосферу; 4 — напорный ящик закрытого типа; 5 — сетка; 6 — сборник регистровой воды; 7 — масса высокой концентрации; 8 — система очистки массы; 9 — система подачи массы в напорный ящик; 10 — датчик давления воздуха; 11 — датчик уровня



напуска массы на сетку, систем подачи и очистки массы, распределения воздуха.

В напорных ящиках закрытого типа также применяется пассивный способ управления напуском массы на сетку. Этот способ реализуется с помощью так называемых устройств самовыравнивания по уровню.

В простейшем случае такое устройство представляет собой трубопровод, присоединенный к отверстию в боковой стенке напорного ящика, причем центр отверстия находится на границе раздела сред (массы и воздуха). Выходящие из этого отверстия масса и воздух удаляются через гидрозатвор.

Принцип действия устройства самовыравнивания по уровню заключается в следующем. С увеличением, например, поступления массы уровень в напорном ящике начинает расти, уменьшая площадь живого сечения верхней половины отверстия в боковой стенке и, соответственно, расход выходящего через него воздуха. Давление воздуха в напорном ящике при этом возрастает, заставляя понижаться уровень. Площадь живого сечения верхней половины отверстия увеличивается. Скорость изменения давления воздуха снижается до нуля, и давление принимает новое установившееся значение, высота уровня при этом стремится к своему первоначальному значению.

Принцип действия устройств самовыравнивания по уровню емкостного типа аналогичен рассмотренному. Эти устройства от устройства с отверстием в боковой стенке напорного ящика отличаются тем, что отверстие располагается в трубе, установленной либо в вынесенном за пределы напорного ящика резервуаре, либо на верхней крышке напорного ящика. В последнем варианте конструкции роль отверстия играет подвижный конец трубы со срезанным под углом концом, через который удаляется только воздух. Отверстие можно перемещать по вертикали, что позволяет устанавливать перелив на границе двух сред с необходимой точностью при различных расходах массы из напускного устройства.

С точки зрения автоматического управления рассмотренные устройства самовыравнивания представляют собой САУ прямого действия пропорционального типа, обладающие статизмом по регулируемому параметру. Практика показала, что их использование возможно лишь при скоростях бумаго- и картоноделательных машин до 500 м/мин. Выше этого предела скорости статизм отрицательно сказывается на параметрах напуска массы. Как показали исследования, установка устройств самовыравнивания на напорные ящики, оснащенные САУ напуском массы активного типа, улучшает качество управления за счет уменьшения инерционности объекта.

Основная задача САУ напуском массы напорных ящиков турбулентного типа — стабилизация давления массы на выходе из выпускной щели. Эта задача решается управляющим воздействием на систему подачи массы по сигналу от датчика давления, установленного в районе выпускной щели.

6. СЕТОЧНАЯ ЧАСТЬ

6.1. НАЗНАЧЕНИЕ, ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ СЕТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ

На сеточной части машины происходит формирование бумажного полотна из жидкой волокнистой суспензии, подаваемой из напускного устройства. В зависимости от вида вырабатываемой продукции концентрация суспензии составляет 0,1—1,3 %. Процесс фильтрации волокна из суспензии и формирования полотна на сеточной части происходит на сравнительно коротком участке стола и является определяющим в получении качественных показателей бумаги [76].

В сеточной части машины происходит формирование полотна с получением требуемых для данного вида бумаги свойств и его обезвоживание для передачи в прессовую часть.

Основным элементом любой сеточной части (круглосеточные машины для производства многослойных картонов в работе не рассматриваются) является одна или две бесконечные сетки, натянутые между валами.

Волокнистая суспензия подается на верхнюю рабочую ветвь сетки (или в зазор между двумя сетками), проходит с ней над обезвоживающими элементами, где вода фильтруется сквозь сетку, а волокно оседает на ней. В конце сеточной части полотно передается с сетки на дальнейшее обезвоживание в прессовую и сушильную части.

Сеточные части машины для выработки однослойной бумаги условно можно классифицировать на два типа: с формированием бумажного полотна на одной сетке и между двумя сетками. Основной недостаток первых заключается в том, что вода из бумажного полотна на сеточном столе удаляется только в одном направлении, вследствие этого наблюдается неравномерное распределение наполнителей и мелкого волокна по толщине полотна. При повышении скорости машины свыше 750—900 м/мин в регистровой части стола образуются всплески, а встречный поток воздуха создает волны на зеркале налива, что значительно снижает качество продукции. Эти факторы не позволяют увеличивать скорость машины с формированием на одной сетке.

В последнее время получили распространение машины с формированием полотна между двумя сетками. Сформованное полотно имеет одинаковые свойства с обеих сторон. Кроме того, при таком формировании бумажного полотна можно увеличивать скорость машины.

6.2. СЕТОЧНАЯ ЧАСТЬ С ОДНОЙ СЕТКОЙ

6.2.1. Обезвоживание на односеточном столе

На качество формирования бумаги на односеточном столе большое влияние оказывают скорость подачи массы на сеточную часть (рис. 6.1) и угол падения струи массы из напускного устройства на сетку. опережение и отставание струи массы от сетки увеличивают интенсивность обезвоживания полотна в начале сеточного стола.

В зависимости от вида вырабатываемой продукции соотношение скорости массы и скорости сетки составляет 0,90—1,1 и зависит от вида вырабатываемой бумаги [20]. Чем больше угол падения струи массы, подаваемой из напускного устройства на сеточный стол, тем интенсивнее происходит обезвоживание массы в начале стола, так как вертикальная составляющая скоростного напора струи увеличивает фильтрационный напор. Однако интенсивное обезвоживание в начале сеточного стола может быть допущено только для некоторых видов бумаги (санитарных, фильтровальных и др.).

Примерно до 1970 г. основными обезвоживающими элементами на сеточном столе были регистровые валики. Удаление воды на них происходило под действием вакуума, возникающего в клиновом зазоре между валиком и сеткой на сбегавшей стороне. Вода, заполняющая клин, уходит частично с сеткой и частично с валиком. Часть воды с сеткой и с валиком снова попадает в сужающийся клиновидный зазор на набегающей

стороне и продавливается через сетку вверх, создавая импульс давления. Таким образом, при использовании регистровых валиков формирование полотна происходит под действием чередующихся воздействий давления и вакуума [24].

С увеличением скорости машины наблюдается значительное повышение вакуума и давления [97]. В некоторых случаях для снижения давления применяют регистровые валики с кольцевыми канавками.

В современных машинах в качестве основных обезвоживающих элементов используются гидропланки. Усилие от вакуума, создаваемого гидропланкой, в 2—2,5 раза меньше, чем в случае регистрового валика, а усилие от давления меньше в 20—25 раз:

Скорость машины, м/мин	150	300	450
Усилие от вакуума, Н/м, создаваемого:			
гидропланкой	38	53,7	126,8
регистровым валиком	30,7	133	275
Усилие от давления, Н/м, создаваемого:			
гидропланкой	—	13,4	20
регистровым валиком	106	314	507

Импульсы давления, создаваемые регистровыми валиками и гидропланками, отличаются также своей продолжительностью. Импульсы давления, создаваемые регистровыми валиками, сконцентрированы главным образом на площади их контакта с сеткой; относительно небольшое давление нередко возникает также и непосредственно перед этой площадью. Гидропланки создают множество зон давления и вакуума меньших импульсов на большей длине и поддерживают в слое массы на сетке интенсивную турбулентность малого масштаба [95].

Пульсации вдоль наклонной части гидропланок объясняются наличием в первой части их зазоров вихрей, создаваемых вследствие большой разницы между скоростью воды, связанной с сеткой и движущейся со скоростью сетки, и скоростью неподвижного слоя воды, прилегающего к поверхности гидропланки. Возникающая в слое микротурбулентность на большей площади хорошо диспергирует волокна.

Другое преимущество слабых импульсов давления, создаваемых гидропланками, по сравнению с резкими ударами, создаваемыми регистровыми валиками, заключается в меньшем вымывании мелких волокон. Сильные пульсации давления, создаваемые регистровыми валиками, настолько разрушают структуру мокрого полотна, что большая часть мелкого волокна на сеточной стороне вымывается удаляемой водой. Мелкое волокно в полотне, сформованном на гидропланках, рав-

номерно распределено по толщине листа [66].

Обезвоживающая способность одной гидропланки из-за меньшего импульса вакуума меньше обезвоживающей способности одного регистрового валика. Однако общая обезвоживающая способность сеточного стола с гидропланками больше, так как на одной и той же длине можно разместить значительно больше планок, чем валиков. Кроме того, из-за снижения концентрации волокна в регистровой воде на сетку надо подавать меньше суспензии. Благодаря этому может быть увеличена скорость машины (следовательно и ее производительность) или уменьшена концентрация поступающей в напорный ящик суспензии (что определяет повышение качества продукции). Обычно в начале сеточного стола гидропланки устанавливают с большим шагом, а по мере увеличения сухости полотна шаг уменьшают.

Кроме гидропланок в качестве обезвоживающих элементов используются мокрые отсасывающие ящики (патент 197592 [Швеция]). Живое сечение крышек составляет 50—60 %. Вода в подсеточное корыто отводится через гидрозатворы. Для создания в ящиках вакуума 2—7 кПа используется вентилятор или вакуумный насос (ответвление от вакуумной системы обычных отсасывающих ящиков). Вакуум

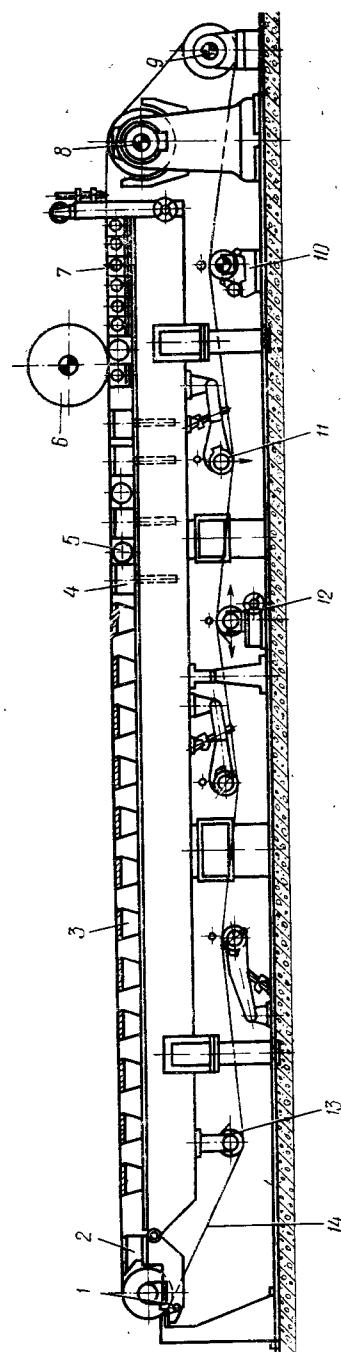


Рис. 6.1. Сеточная часть:

1 — гудной вал; 2 — формирующий ящик; 3 — ящик гидропланок; 4 — мокрый отсасывающий ящик; 5 — регистровый вал; 6 — ровнитель; 7 — отсасывающий ящик; 8 — формирующий ящик; 9 — отсасывающий ящик; 10 — измерительный вал; 11 — сетконозжка; 12 — сеткоправка; 13 — сетководущий вал; 14 — сетка

обычно регулируется количеством подсасываемого извне воздуха.

Являясь интенсивным обезвоживающим элементом, мокрые отсасывающие ящики не создают в слое суспензии микротурбулентности. Их рекомендуется устанавливать в конце зоны формирования за гидропланками. Интенсивно обезвоживая слой, ящики несколько уплотняют волокна, из-за чего эффективность работы последующих ящиков уменьшается. Для разрыхления уплотненного слоя между мокрыми отсасывающими ящиками рекомендуется устанавливать регистровые валики.

Обычно на машине устанавливают два-шесть мокрых отсасывающих ящиков. Некоторые фирмы применяют комбинированные ящики (представляющие герметизированные ящики гидропланок, соединенные с вакуумом) [96]. Регистровые валики рекомендуется применять в системе установки гидропланок в следующих случаях:

1) при наличии несовершенного напорного ящика для разбивания пучков волокон или при неравномерной подаче суспензии по ширине сетки устанавливается не более двух валиков перед гидропланкой; 2) при использовании 60 % и более древесной массы или соломенной массы для разрыхления нижней стороны полотна устанавливается по одному валику между первыми тремя-четырьмя наборами гидропланок; 3) при длинных сеточных столах: две трети гидропланок устанавливают в начале стола, одну треть — перед мокрыми отсасывающими ящиками, между этими группами гидропланок устанавливают минимальное количество валиков, необходимое для поддержания сетки.

В конце сеточного стола устанавливаются от 4 до 15 отсасывающих ящиков в зависимости от вида вырабатываемой продукции. Полотно поступает на отсасывающие ящики с сухостью 2,5—3 % и обезвоживается до 13—14 %. Вакуум в ящиках поддерживается в пределах 2—30 кПа.

Заканчивает обезвоживание полотна до сухости 17—21 % на сеточной части отсасывающий гауч-вал. Вакуум в камерах отсасывающих валов достигает 80 кПа.

Сеточные столы бывают выдвижные и консольные [76]. В первом случае при смене сетки продольные балки с закрепленными на них устройствами выдвигаются в проход, освобождая место для растягивания новой сетки, после чего выдвигаются обратно в растянутую петлю сетки. Во втором случае продольные балки устанавливаются на поперечных балках, закрепляемых на приводной стороне машины. При смене сетки убираются опоры на лицевой стороне и вся конструкция оказывается висящей на поперечных консольных балках. Растянутую перед машиной новую сетку надвигают на сеточный стол и вновь устанавливают опоры на лицевой стороне.

6.1. Обезвоживающие элементы

Основной вид бумаги	Скорость работы, м/мин	Длина сеточного стола, мм	Формующие ящики		Ящики гидропланок				Общее количество планок	Мокрые отсасы- вающие ящики		Отсасывающие ящики	
			Кол-чество, шт.	Ширина, мм	Ширина, мм	Кол-чество ящиков	Кол-чество планок	Шаг, мм		Ширина, мм	Кол-чество, шт.	Ширина, мм	Кол-чество, шт.
1. Бумага газетная 51 г/м ² (ГОСТ 6445—74)	800	19	1	675	750	5	3	375 187,5	40	420	4	305	9
2. Бумага писчая № 1 45—80 г/м ² (ГОСТ 18510—73)	500	22	1	675	750	7	4	250 150	52	420	4	305	9
3. Бумага писчая № 2 60—70 г/м ² (ГОСТ 18510—73)	700	22	1	675	1000	4	4	333 250	46	420	4	305	9
4. Бумага для гофрирования 100—150 г/м ² (ГОСТ 7377—69)	550	24	1	675	750	6	4	250 150	60	420	6	305	11
5. Бумага мешочная 70—105 г/м ² (ГОСТ 2228—75)	600	24	1	675	600	9	3	300 200	55	420	6	305	11
6. Бумага оберточная одной-двухсторонней гладкости 20—60 г/м ² (ГОСТ 8273—75)	450	13	1	675	1000	3	5	250 200	27	420	2	305	5
7. Картон тарный 125—400 г/м ² (ГОСТ 7933—75)	550	24	1	675	750	6	4	250 150	60	420	6	305	11
8. Картон тарный 125—400 г/м ² (ГОСТ 7933—75)	400	17	1	675	400	7	3	200 130	41	420	4	305	11

6.2.2. Расчет основных параметров сеточной части

В зависимости от заданной усадки полотна (ϵ %) определяют ширину налива волокнистой суспензии на сетку (ширину щели напорного ящика) по формуле

$$B = \frac{B_n 100}{100 - \epsilon} + 2A = \frac{(B_{обр} + 50) 100}{100 - \epsilon} + 2A,$$

где B_n — ширина полотна на накате, мм; $B_{обр}$ — обрезаемая ширина полотна, мм; A — ширина отсекаемой кромки перед гаучвалом, мм ($A = 30 \div 100$ мм до получения ширины щели ящика, кратной 50 мм). Ширина сетки $B_c = B + 100$. Длиной сеточного стола считают расстояние между осями грудного вала и гаучвала.

Длина сеточного стола современных плоскосеточных бумаго- или картоноделательных машин с гидропланками может быть определена по формуле

$$L = 0,8nt + L_1 + L_2,$$

где n — число гидропланок; t — максимальный шаг между гидропланками, м; L_1 — длина стола, занимаемая мокрыми и обычными отсасывающими ящиками, м; L_2 — длина стола, занимаемая формующим ящиком, м.

Согласно рекомендациям ЦНИИбуммаша для модернизации действующего парка машин, вырабатывающих массовые виды продукции, приняты длины сеточных столов 13; 17; 19; 22 и 24 м. Количество обезвоживающих элементов, входящих в состав сеточных столов, приведено в табл. 6.1. При модернизации действующего оборудования или проектирования машин необходимо число гидропланок в зависимости от скорости машины может быть определено по кривым рис. 6.2, а шаг между гидропланками по рис. 6.3.

6.3. ДВУХСЕТОЧНЫЕ ФОРМУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Различные конструкции двухсеточных формующих устройств (рис. 6.4), изготовленных за последние годы зарубежными фирмами, имеют ряд общих элементов. В большинстве формующих устройств масса подводится в клиновидный зазор между двумя сетками, огибающими криволинейную поверхность. В зазоре при этом под действием натяжения внешней сетки возникает давление

$$P = T/R,$$

где T — натяжение внешней сетки, Н/м; R — радиус кривизны огибаемой поверхности, м.

Под действием давления P вода выжимается через сетку. Когда огибаемая сетками криволинейная поверхность непро-

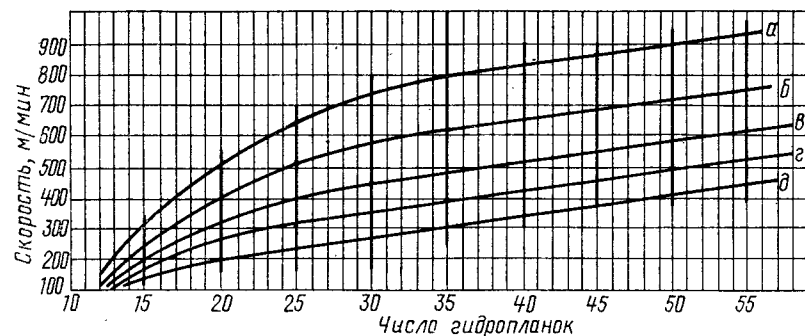


Рис. 6.2. График зависимости между скоростью машины и числом гидропланок:

а — бумага газетная; б — бумага писчая, типографская № 3; в — бумага мешочная; г — бумага типографская, писчая (№ 1 и 2), основа для покрытия, для гофрирования, картон; д — бумага тонкая, высокосортная

Рис. 6.3. График зависимости шага между гидропланками (в начале стола) от скорости машины

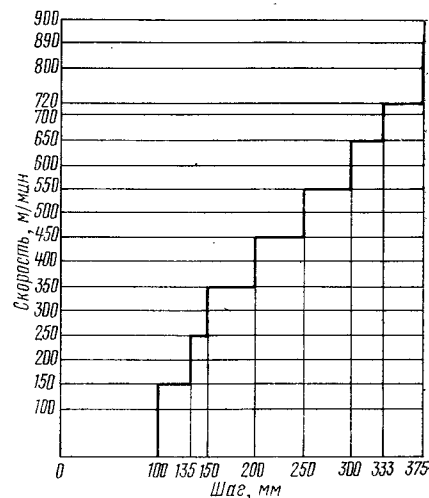
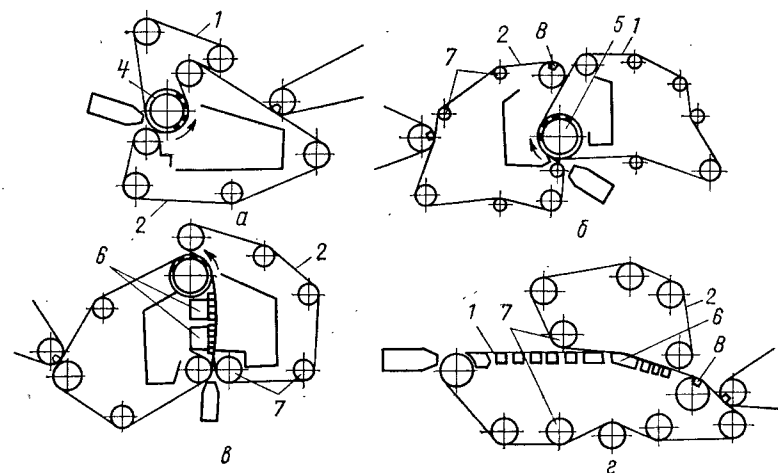


Рис. 6.4. Схемы двухсеточных устройств:

а — периформер фирмы КМВ; б — дуоформер фирмы «Фойт»; в — Бель-Байе фирмы «Белойт»; г — Снм Формер фирмы «Валмет»; 1 — внутренняя сетка; 2 — наружная сетка; 3 — напорный ящик; 4 — формующий вал сплошной; 5 — формующий вал отсасывающий; 6 — башмак; 7 — сетководящие валы; 8 — отсасывающий вал



нищаемая (например, формующий вал гладкий), то вода из зоны формования удаляется только через наружную сетку (периформер *L* фирмы КМВ, рис. 6.4, а). Этот способ формования применяется для изготовления санитарно-гигиенических видов бумаги. Когда криволинейная поверхность проникаемая, вода удаляется через обе сетки и бумага получается равномерной структуры с обеих сторон.

В качестве криволинейной проникаемой поверхности используется формующий вал (дуоформер фирмы «Фойт», рис. 6.4, б) или башмак (Бель-Байе фирмы «Белойт», рис. 6.4, в). При работе формующего вала (обычно диаметром не более 1,5—1,8 м) возникают центробежные силы, нарушающие симметричность обезвоживания полотна. Для их компенсации в формующем вале предусмотрена вакуумная камера, создающая отсос, равный центробежной силе. Регулируя вакуум, можно изменять количество воды, удаляемой через наружную и внутреннюю сетки. При установке неподвижного башмака с криволинейной поверхностью радиус его кривизны не лимитируется и выбирается в зависимости от скорости машины и вида вырабатываемой продукции таким образом, чтобы действие центробежных сил было незначительно [18].

В ряде формующих устройств перед зоной двухсеточного обезвоживания предусмотрен участок обезвоживания на одной сетке с установкой на нем обезвоживающих элементов (Сим-Формер фирмы «Валмет») или формующего ящика (дуоформер фирмы «Фойт»).

6.4. КОНСТРУКЦИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ УЗЛОВ СЕТОЧНОЙ ЧАСТИ

6.4.1. Сетки

В сеточных частях бумаго- и картоноделательных машин применяются сетки тканые из проволоки сплавов цветных металлов (фосфористая бронза, полутомпак) или из моноволокна в виде калиброванной жилки или крученой пряжи. Срок службы сеток из фосфористой бронзы 15—20 дней, синтетических 200—220 дней.

При установке на машинах синтетических сеток вместо бронзовых необходимо учесть следующее [38]: увеличивается потребляемая мощность сеточной части на 20—40 %; снижается коэффициент трения между сеткой и ведущими валами на 20—25 %; повышаются требования к чистоте поверхности сетки и ее промывке; появляется коррозия на бронзовых рубашках ведущих, грудных валов и гауч-валов; увеличивается вытяжка сетки во время работы (до 1,0—1,2 %).

При работе на синтетических сетках для обеспечения передачи требуемого тягового усилия необходимо поддерживать натяжение сетки 5—7 кН/м. При использовании металлических сеток достаточно натяжение 3,5—5 кН/м. Система промывки сетки должна включать sprays высокого давления (6 МПа). Во избежание порчи сетки при ее остановке приводы сеточной части и насоса высокого давления должны быть заблокированы. Как показывает практика, при работе с синтетическими сетками наблюдается электрохимическая коррозия бронзовых рубашек ведущих, грудных валов и гауч-валов. Хорошие результаты получены при эксплуатации валов, изготовленных из нержавеющей стали или с резиновым покрытием [94].

Так как синтетические сетки имеют большую вытяжку (до 1,0—1,2 %), чем сетки, изготовленные из фосфористой бронзы, необходимо увеличивать количество сетконатяжных устройств и предусматривать специальные механизмы для постоянного наблюдения за натяжением сетки или автоматического регулирования натяжения.

Иногда на практике (особенно при установке синтетических сеток на действующие машины), чтобы не устанавливать дополнительные натяжные устройства, заказывают синтетические сетки на 100—200 мм короче сеток из фосфористой бронзы.

6.4.2. Формующие ящики

Формующий ящик (рис. 6.5, а) устанавливается за грудным валом, предназначается для регулирования процесса обезвоживания и формования полотна. Обычно используют сплошные формующие ящики или ящики, состоящие из отдельных планок. Переднюю кромку покрытия ящика заостряют, чтобы приблизить ее к грудному валу. На скоростных машинах иногда устанавливают гидропланки с рабочим углом 0,5°. Благодаря гидропланкам создается разрежение, которое прижимает сетку к формующему ящику и предохраняет ее от вибрации в районе грудного вала.

Планки формующего ящика изготавливают из высокомолекулярного полиэтилена или оксидной керамики, корпус — из нержавеющей стали. При сходе с грудного вала сетка несколько провисает, поэтому для уменьшения износа планок формующего ящика переднюю кромку ящика устанавливают ниже сетки на 1,5—3 мм, а заднюю кромку — на 0,5—1 мм.

При работе машины между сеткой и формующим ящиком не должно быть зазора, в который попадает вода и нарушается стабильность формования. Во избежание захватывания воздуха ячейками сетки верхнюю губу напорного ящика устанавливают в таком положении, чтобы небольшая часть струи, выходящей из напорного ящика, попадала на сетку между грудным валом и формующим ящиком, а основная часть струи — на переднюю (широкую) планку формующего ящика.

6.4.3. Гидропланки

Гидропланки изготавливаются одиночные или по несколько штук в одном ящике (рис. 6.5, б).

Гидропланки изготавливаются из высокомолекулярного полиэтилена с износостойкими вставками (шириной 10—12 мм) из нержавеющей стали с покрытием из карбида вольфрама. На тихоходных машинах (до 200 м/мин), вырабатывающих бумагу с малым содержанием наполнителя, применяют гидро-

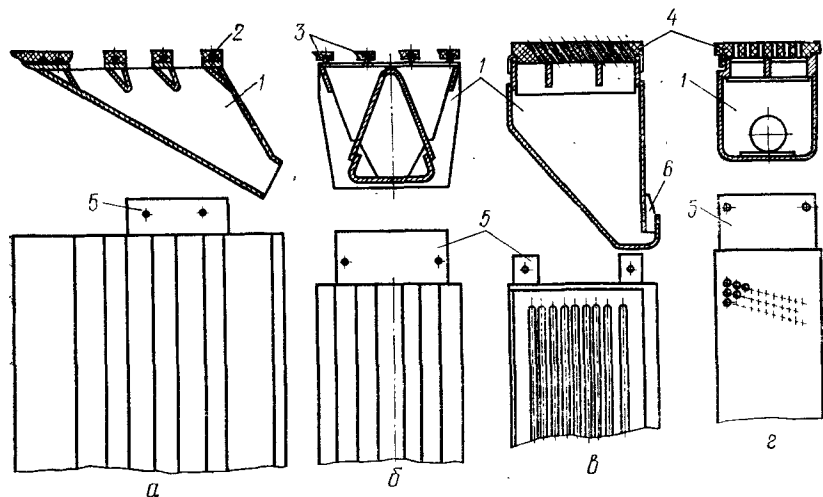


Рис. 6.5. Обезвоживающие элементы:

а — формирующий ящик; б — ящик с гидропланками; в — мокрый отсасывающий ящик; г — отсасывающий ящик; 1 — корпус; 2 — планки; 3 — гидропланки; 4 — покрытие; 5 — устройства для крепления; 6 — гидрозатвор

планки без износостойких вставок. Находят применение гидропланки, изготовленные из оксидной керамики. Они дороги в изготовлении, но отличаются высокой износостойкостью. Корпус гидропланки изготавливают сварным из нержавеющей стали. Он должен быть жестким, чтобы не возникла вибрация при ударе о него струй удаляемой воды.

К точности изготовления планок и их монтажу предъявляются высокие требования. Практика показала, что неплоскостность по длине гидропланки должна быть не более 0,16 мм. Отклонение по высоте соседних планок допускается при расстоянии между планками 100—150 мм не более 0,25 мм, при расстоянии 200—375 мм не более 0,4 мм.

Гидропланки изготавливаются с углом наклона рабочей плоскости от 1 до 3°. На машине гидропланки устанавливают с увеличением угла наклона по ходу полотна бумаги. Иногда применяют чередование гидропланок с разным углом наклона.

Колебание угла наклона по длине одной гидропланки допускается не более 0,25°. На направляющих корпусах гидропланки должны устанавливаться так, чтобы их можно было для регулирования процесса обезвоживания полотна менять (без больших усилий, вручную), не останавливая машины.

6.4.4. Мокрые отсасывающие ящики

Мокрые отсасывающие ящики устанавливаются за гидропланками, обезвоживание полотна на них происходит под действием низкого вакуума. Для удаления воды используются обычные гидрозатворы, располагаемые по всей длине ящика, или отдельные трубы, нижние концы которых опущены в подсеточное корыто, где поддерживается постоянный уровень воды.

Мокрый отсасывающий ящик (рис. 6.5, в) представляет собой сварной нержавеющей корпус, сверху которого установлена плита из высокомолекулярного полиэтилена. Плита изготовляется с узкими щелями шириной 15—20 мм, направленными поперек машины. Живое сечение плиты около 50 %. Ящики выпускаются шириной 240; 420 и 700 мм.

6.4.5. Отсасывающие ящики

Отсасывающие ящики (рис. 6.5, г) устанавливаются в конце сеточной части, обезвоживание на них происходит под действием вакуума, создаваемого вакуумными насосами. Для удаления воды используются гидрозатворы, монтируемые с приводной стороны машины. Гидрозатворы комбинируются с водоотделителями, соединяемыми с вакуумным коллектором. Вакуум в каждом водоотделителе должен регулироваться автоматически. Если вакуум в отсасывающих ящиках автоматически не регулируется, то при поступлении более влажного полотна вакуум повышается и увеличиваются силы трения сетки на отсасывающих ящиках и, как следствие, происходит колебание нагрузок на приводных валах. Отсасывающие ящики обычно изготавливают сварными из нержавеющей стали, крышки — из полимерных или керамических материалов. Между корпусом ящика и патрубком водоотделителя используются упругие прокладки.

Крепление ящиков к балкам стола позволяет регулировать положение ящиков по высоте при износе покрытий. Толщина крышек из полимерных материалов 50 мм, из керамических 20—30 мм. При большей толщине в отверстиях крышки возникает турбулентность мокровоздушной смеси и вакуум уменьшается [85].

Отсасывающие ящики выпускаются шириной 220; 290 и 430 мм с живым сечением, составляющим 30—36 % от площади поверхности ящиков.

6.4.6. Ровнители

Ровнители (рис. 6.6) предназначены для выравнивания поверхности бумаги и улучшения ее просвета или для получения водяных знаков. Барабан ровнителя представляет собой легкий проволоочный каркас, обтянутый сеткой. Номер сетки

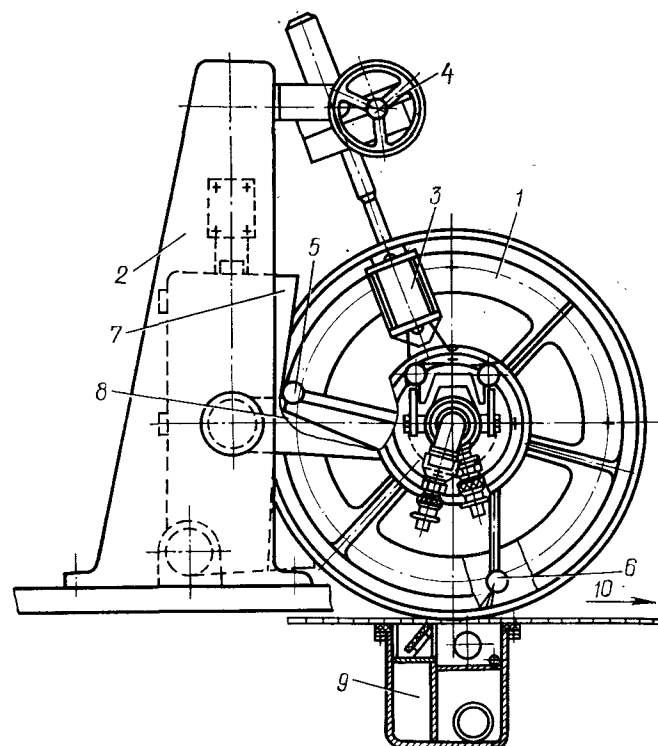


Рис. 6.6. Ровнитель:

1 — барабан; 2 — стойки; 3 — пневмоцилиндр; 4 — механизм для подъема барабана; 5 — водяной спрыск; 6 — паровой спрыск; 7 — корыто; 8 — желоб; 9 — отсасывающий ящик; 10 — направление движения сетки

на барабане должен быть на 2—3 единицы меньше номера установленной на машине сетки, иначе возможно прилипание полотна к барабану. Материал сеток — бронза или нержавеющая сталь (синтетические сетки не обеспечивают достаточного контакта с каркасом). Сухость полотна в месте установки ровнителя должна быть 3,5—4 %. Обычно ровнитель устанавливают за два-три отсасывающих ящика до окончания зеркала залива.

Ровнители выбирают исходя из допустимой частоты вращения (по технологическим соображениям):

Условия работы	Максимальная частота вращения, мин ⁻¹
Водяные знаки контрастные	65
Водяные знаки тоновые	100
Высокосортная бумага без водяных знаков . . .	130
Бумага для печати, писчая, основа для мелования	160

Ровнители малых диаметров при небольшой скорости машины устанавливаются на катках и привода не имеют. В этом случае отставание ровнителя от сетки составляет 3—5 %. Усилие, передаваемое полотном для вращения барабана, должно быть не больше 80—120 Н/м. При скорости выше 250 м/мин ровнители диаметром более 700 мм обязательно должны иметь привод. Привод должен обеспечивать заданное опережение или отставание барабана при любой скорости машины. Опережение скорости сетки до 2 % способствует улучшению качества поверхности бумаги.

Барабан устанавливают на роликах или на цапфах в подшипниках качения так, что можно регулировать давление ровнителя на полотно. Внутри барабана для его промывки монтируют спрыск. Для предотвращения попадания капель с спрысковой трубы на внутреннюю поверхность барабана под спрыском размещают лоток.

Внутри барабана устанавливают также паровой спрыск, ориентированный над тем местом, где барабан отрывается от полотна. Благодаря этому снижается вакуум в расширяющемся клине на выходе полотна и предупреждается его прилипание к барабану.

Под ровнителем иногда устанавливают специальный двухсекционный отсасывающий ящик. Этот ящик особенно целесообразен при нанесении водяного знака.

В первую по ходу камеру подводится небольшое количество воды. Это необходимо для регулирования влажности полотна и для равномерного расплывания слоя волокон, вследствие чего улучшается распределение волокон и контрастность водяного знака. Вторая камера (над которой расположен барабан) находится под вакуумом. Присасывание полотна к сетке на этом участке препятствует приставанию полотна к барабану. Наносимый водяной знак непосредственно фиксируется на сетке, сохраняя при этом резкость [93].

6.4.7. Отсасывающий гауч-вал

Обезвоживание на сеточной части заканчивается на отсасывающем гауч-вале. Сухость полотна после него доходит до 17—21 %.

Отсасывающий гауч-вал (рис. 6.7) состоит из вращающегося перфорированного цилиндра, внутри которого находится неподвижная отсасывающая камера. В зависимости от скорости машины камера состоит из одной или двух секций (камер). Однокамерные валы используются для машин со скоростью до 200—250 м/мин. Двухкамерные — для машин свыше 250 м/мин.

Под действием вакуума в камере 50—80 кПа вода увлекается вместе с просасываемым воздухом в камеру и удаляется.

Над отсасывающим гауч-валом (над второй камерой) иногда устанавливают прижимной вал, облицованный мягкой резиной. В зависимости от вида вырабатываемой бумаги или картона линейное давление прижимного вала принимается до 25 кН/м. При использовании прижимных валов увеличивается сухость полотна после гауч-вала, повышается механическая прочность и объемная масса 1 м² бумаги. На машинах для производства бумаги, содержащей древесную массу, прижимной вал устанавливать не рекомендуется.

К цилиндру отсасывающего вала с лицевой стороны болтами прикреплена пустотелая крышка с цапфой, через которую проходит отводящий патрубок отсасывающей камеры. С приводной стороны цилиндра прикреплена крышка с удлиненной приводной цапфой, соединенная муфтой с редуктором привода. При надевании сетки вал с лицевой стороны необходимо приподнять, чтобы вынуть вкладыш на лицевой станине. Для подъема вала на конце приводной цапфы устанавливают нажимной механизм (винтовой или гидравлический). В поднятом положении вал располагается консольно и опирается на подшипник, находящийся с приводной стороны машины. При выборе диаметра гауч-вала исходят в основном из требований его жесткости. Прогиб вала не должен превышать 0,5—0,7 мм.

Обычно диаметр отсасывающего вала для машин обрезной шириной до 2520 мм принимается 800 мм, для машин обрезной шириной до 4200 мм 1000 мм, для машин обрезной шириной до 6720 мм 1300 мм.

Рубашки валов изготавливаются из бронзы или нержавеющей стали толщиной 30—45 мм в зависимости от ширины машины.

При расчете прогиба f_p рубашки учитывают ее вес, натяжение обеих ветвей сетки, действие вакуума в отсасывающих камерах и давление от прижимного вала:

$$f_p = \frac{5q_{пр}l^4}{384EI_p},$$

где $q_{пр}$ — приведенная нагрузка на рубашку вала, определяемая как геометрическая сумма составляющих, Н/м; E — модуль упругости материала рубашки, Па; I_p — момент инерции рубашки, м⁴; l — расстояние между подшипниковыми опорами, м.

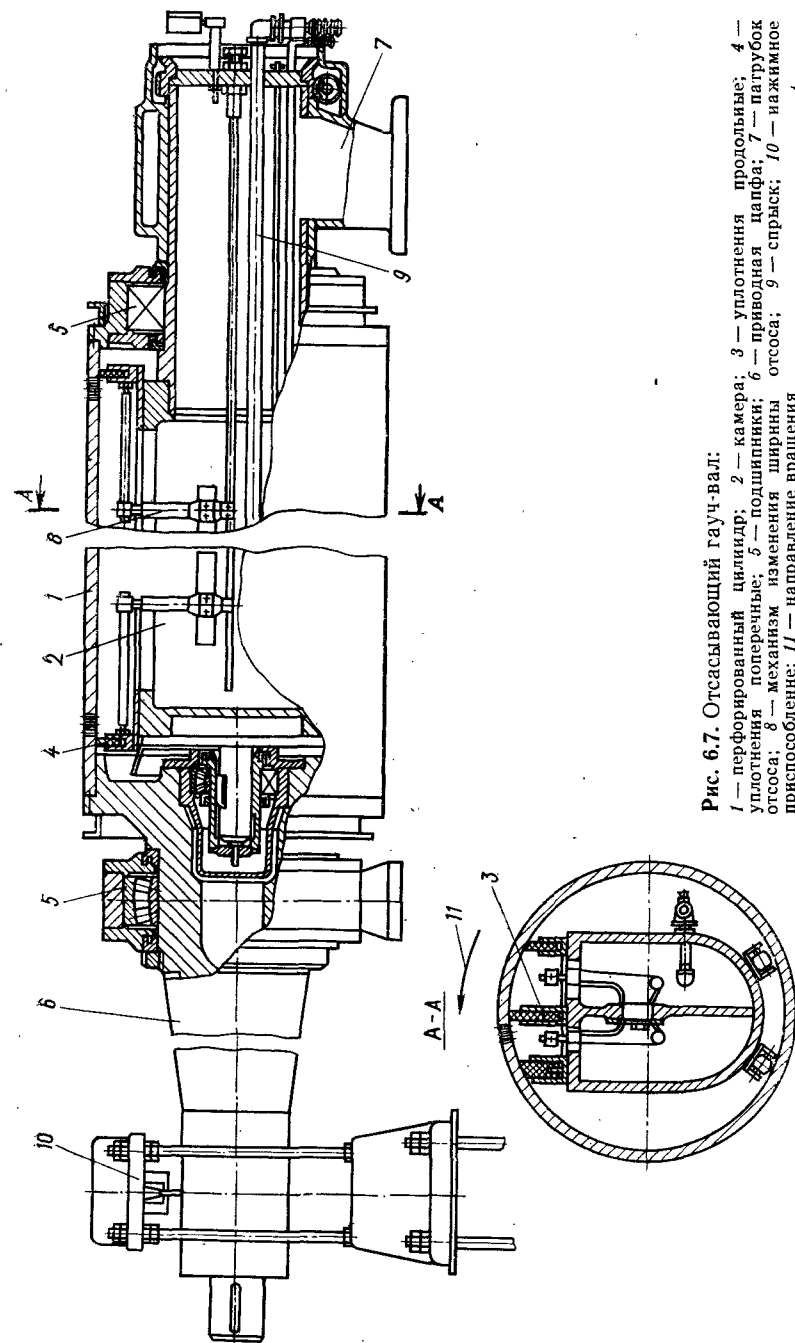


Рис. 6.7. Отсасывающий гауч-вал:

1 — перфорированный цилиндр; 2 — камера; 3 — уплотнения продольные; 4 — уплотнения поперечные; 5 — подшипники; 6 — приводная цапфа; 7 — патрубок отсоса; 8 — механизм изменения ширины отсоса; 9 — спрыск; 10 — нажимное приспособление; 11 — направление вращения

Момент инерции перфорированной рубашки I_p определяют по формуле [55]

$$I_p = I_{\text{спл}} \left(1 - \frac{m}{100}\right),$$

где $I_{\text{спл}}$ — момент инерции сплошного цилиндра, м^4 ; m — живое сечение отверстий, % от площади поверхности цилиндра.

При прогибе рубашки до 0,7 мм напряжения в материале невелики и обычно не определяются.

На поверхности рубашки расположены сквозные отверстия диаметром 6—8 мм. Живое сечение отверстий без учета зенковки составляет 20—25 %, а с учетом зенковки 50—60 % от площади поверхности цилиндра. В тех случаях, когда над гауч-валом устанавливается прижимной вал с давлением более 20 Н/см, зенковка не делается. Живое сечение отверстий в этом случае может быть увеличено до 35 %.

При работе отсасывающего вала с шахматной разбивкой отверстий возникает большой шум, так как из-под уплотнения выходит одновременно ряд отверстий, в которые поступает воздух [55]. Для уменьшения шума рекомендуется использовать специальный рисунок перфорации, отверстия располагать не по образующим вала, а по спирали. Оптимальный угол наклона спирали, при котором шум от соседних по ходу вала отверстий будет отставать на полпериода и взаимно заглушаться, можно рассчитать по формуле [55]

$$\sin \alpha = \frac{vh \sqrt{k}}{1627d},$$

где α — оптимальный угол наклона спирали к образующей; v — скорость машины, м/сек; d — диаметр отверстий, м; h — толщина рубашки (включая покрытия), м; k — живое сечение перфорации, %.

Эффект заглушения присутствует, когда фактическая скорость машины находится в пределах $(0,75 \div 1,5) v$.

Отсасывающая камера изготавливается литой или сварной из нержавеющей стали. Ширина камер зависит от массы 1 м^2 бумаги и от скорости машины. Однокамерные валы обычно изготавливаются с шириной камер до 180 мм. Двухкамерные валы имеют общую ширину камер до 400 мм, причем первая по ходу камеры в 1,5—2 раза шире второй. Камеру устанавливают под углом к вертикали так, чтобы зона отсоса была полностью охвачена бумажным полотном. Оптимальное расположение камеры определяется в процессе эксплуатации машины. Поворот камеры осуществляется вручную при помощи червячной передачи.

Между внутренней поверхностью цилиндра и отсасывающей камерой устанавливают уплотнения (продольные вдоль оси вала и поперечные по ширине камеры), изготавливаемые из

эпоксидно-графитовой композиции или из электродного графита. Поперечные уплотнения в зависимости от ширины вырабатываемой бумаги можно перемещать вдоль оси вала. К внутренней поверхности цилиндра они прижимаются при помощи резиновых шлангов, в которые подается сжатый воздух.

6.4.8. Тряска

При напуске и формовании полотна на сеточном столе проявляется преимущественно продольная ориентация волокон, вызывающая анизотропию физико-механических свойств.

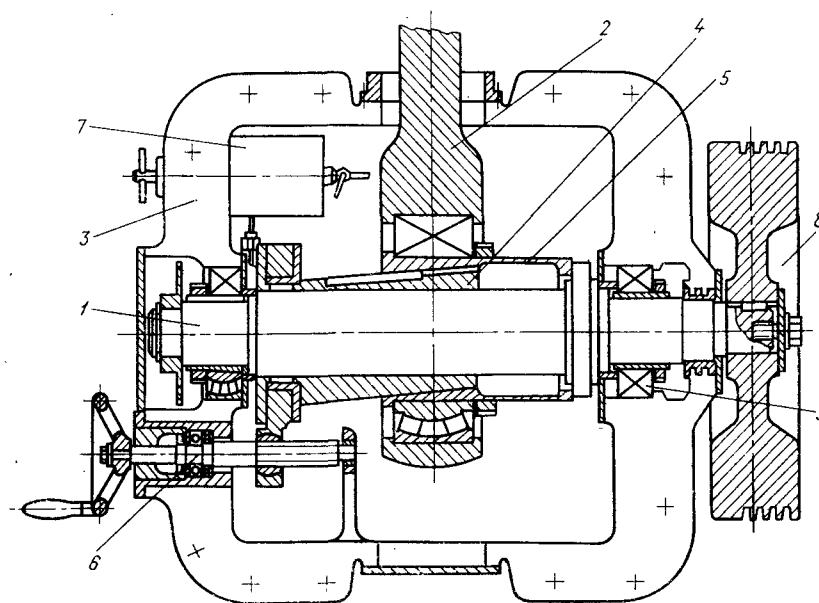


Рис. 6.8. Механизм тряски: 1 — вал; 2 — шатун; 3 — корпус; 4 — эксцентриковый цилиндр; 5 — втулка; 6 — механизм изменения эксцентриситета; 7 — фильтр для масла; 8 — шкив-маховик; 9 — подшипники

Уменьшению продольной ориентации волокон способствуют поперечные колебания сетки. Влияние поперечных колебаний проявляется в определенном диапазоне частот $n \text{ с}^{-1}$ и амплитуд колебаний $A \text{ м}$ и зависит от скорости машины $v \text{ м/с}$. Тряска эффективна, когда $2Ah^2/v = 150 \div 450$ [16].

Сетка приводится в колебательное движение грудным валом и регистровыми валиками.

При проектировании новых машин с гидропланками иногда предусматривают тряску только грудного вала или грудного

вала и одного сетководящего вала. Для осуществления тряски сетки используется эксцентриковый механизм (рис. 6.8). Вал этого механизма приводится во вращение от двигателя с регулируемой частотой вращения. На валу под углом насажен эксцентриковый цилиндр, а на него через втулку надет шатун, соединенный тягой с частью сеточного стола, подвергающейся тряске. При перемещении эксцентрикового цилиндра вдоль вала изменяется амплитуда колебаний, а при изменении частоты вращения электродвигателя — частота колебаний сетки.

При наличии тряски регистровой части балки, на которых установлены подвергающиеся тряске элементы, и грудной вал закреплены на плоских пружинах. Как показала практика, стальные пружины недолговечны. Лучше для этой цели применять синтетические материалы (листовой стеклопластик, текстолит, древесный пластик и др.). Толщину пружины (h м) определяют по формуле

$$h = \sqrt[3]{\frac{4gGl^2}{Eb}},$$

где G — масса трясущихся частей, приходящаяся на одну пружину, кг; l — длина свободной части пружины, м; E — модуль упругости материала, Па; b — ширина пружины, м.

Напряжение в пружине (σ_{\max} Па) равно

$$\sigma_{\max} = \frac{3Ehf}{l^2} + \frac{10G}{F} + \frac{10Gf}{W},$$

где f — амплитуда тряски (полуразмах), м; $F = bh$ — площадь сечения пружины, м²; $W = bh^2/6$ — момент сопротивления сечения пружины, м³.

Пружина проверяется на предельную устойчивость:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l^2},$$

где $P_{кр}$ — критическая сила, Н; $I = bh^3/6$ — момент инерции сечения пружины, м⁴.

Пружина должна иметь запас устойчивости:

$$P_{кр}/(10G) \geq 3.$$

Допустимое напряжение необходимо назначать исходя из предела прочности материала при коэффициенте запаса не менее 4.

Потребляемая мощность (N кВт) привода механизма тряски определяется по формуле

$$N = 0,123G_1 n^3 f^2,$$

где n — частота вращения механизма тряски, с⁻¹; G_1 — общая масса трясущихся частей, кг.

7. ПРЕССОВАЯ ЧАСТЬ

7.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРЕССОВОЙ ЧАСТИ

Работа прессовой части бумаго- или картоноделательной машины оценивается по количеству удаляемой воды и равномерности влажности по ширине полотна бумаги после прессов.

Обезвоживающая способность прессовой части зависит в первую очередь от устройства зоны контакта валов и от количества этих зон. При прессовании одновременно с обезвоживанием полотна изменяется его структура, увеличиваются площадь контакта между волокнами и сила сцепления между ними. Это способствует увеличению прочности как мокрого полотна, так и готовой бумаги, изменению ее толщины, плотности, воздухопроницаемости, непрозрачности и других свойств.

В прессовой части должно обеспечиваться: 1) максимальное обезвоживание полотна бумаги с получением заданных физико-механических свойств; 2) равномерная влажность полотна по ширине; 3) безобрывная проводка полотна с минимальными участками свободного хода.

7.2. ОБЕЗВОЖИВАНИЕ БУМАГИ НА ПРЕССАХ

Независимо от конструкции пресса вода фильтруется через полотно бумаги или картона в сукно в поперечном направлении. Фильтрация воды в сукне может быть продольной (вдоль нитей основы) или поперечной. По направлению фильтрации воды в сукне все существующие пресса классифицируются на два типа: пресса с продольной фильтрацией и пресса с поперечной фильтрацией. К прессам с продольной фильтрацией воды в сукне относится пресс с гладкими валами (обычный пресс), а к прессам с поперечной фильтрацией — прессы с желобчатым валом, с подкладной сеткой, с сетчатым чулком, с промежуточным валиком, с пористой облицовкой. К этой же группе прессов можно отнести прессы отсасывающие и прессы с глухими отверстиями.

В прессах с продольной фильтрацией вода проходит по сукну путь, равный половине зоны контакта прессовых валов, и движется вдоль нитей основы против хода сукна. В прессах с поперечным потоком вода проходит значительно меньшее расстояние — до 5—9 мм к отверстиям в рубашке вала на прессах отсасывающих и прессах с глухими отверстиями, 1,5—2,5 мм (расстояние равно практически толщине сукна) к желобкам или ячейкам сетки на прессах с желобчатым валом или сеткой. Таким образом, в прессах с продольной фильтрацией вода проходит по сукну путь в 3—10 раз больший, чем в прессах с поперечной фильтрацией. Это создает на пути движения воды большое сопротивление потоку и требует создания высокого гидравлического давления, что иногда приводит к раздавливанию полотна бумаги.

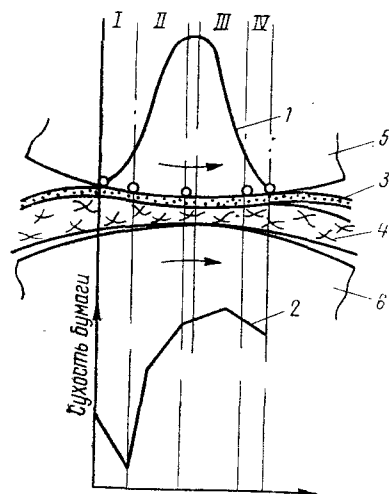
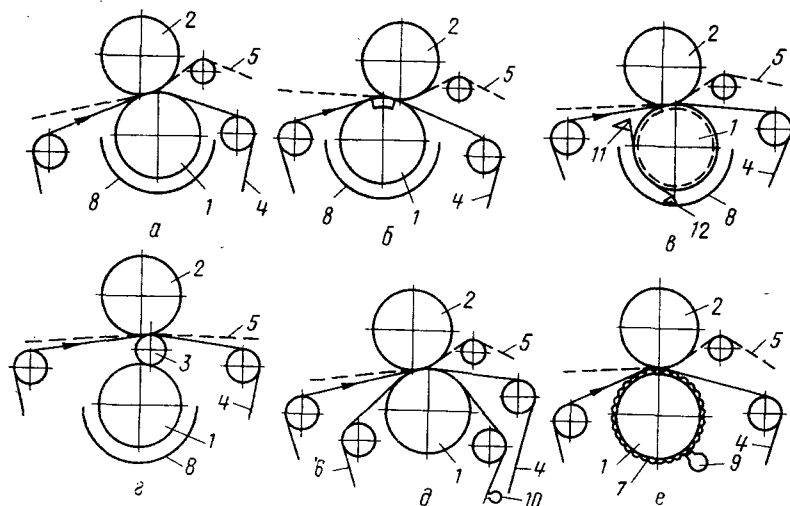


Рис. 7.1. Фазы удаления воды на прессах и изменение давления и сухости бумаги по ширине зоны контакта валов:

1 — общее давление; 2 — сухость бумаги; 3 — бумага; 4 — сукно; 5 — верхний вал; 6 — нижний вал; I, II, III, IV — фазы обезвоживания

Рис. 7.2. Конструкции прессов:

а — с гладкими валами; б — отсасывающий; в — с желобчатым валом; г — с промежуточным валиком; д — с подкладной сеткой; е — с сетчатым чулком; 1 — нижний вал; 2 — верхний вал; 3 — промежуточный валик; 4 — сукно; 5 — бумага; 6 — подкладная сетка; 7 — сетчатый чулок; 8 — корыто; 9 — воздушный шабер; 10 — отсасывающий ящик; 11 — шабер; 12 — металлическая пластина



Период прохождения полотна через зону контакта прессовых валов делится на четыре периода или фазы [40]. В I фазе полотно проходит на сукне путь от места соприкосновения сукна с нижним валом до входа в зону контакта валов (рис. 7.1). На этом участке сухость полотна снижается вследствие насыщения влагой полотна [31]. При входе в зону контакта валов (фаза II) бумага и сукно сжимаются. Наибольшую деформацию сжатия испытывает сукно. Когда бумага достигает точки насыщения, в ней создаются гидравлические силы и образуется градиент гидравлического давления между бумагой и сукном,

вызывающий перемещение воды. В обычном прессе с гладкими валами существует два градиента: вертикальный — по толщине бумаги и сукна и горизонтальный, вызывающий перемещение воды по сукну в сторону обратную движению сукна. Во II фазе сухость бумаги возрастает. На выходной стороне зоны контакта прессовых валов (фаза III) давление в сукне и бумаге постепенно уменьшается. Восстанавливается толщина полотна бумаги, сукна и упругой облицовки вала. С прекращением давления градиент гидравлического давления падает до нуля и теоретически возможно возникновение частичного вакуума, при этом в твердой структуре (волокнах) все еще могут действовать напряжения сжатия [14]. В III фазе происходит перемещение влаги из сукна в бумагу [41]. В IV фазе сухость бумаги также снижается из-за перераспределения влаги между сукном и бумагой. Одни авторы приписывают переход воды действию капиллярных сил, другие — перепаду давления между сукном и бумагой вследствие создания разрежения в порах бумаги при ее упругом расширении.

7.3. ОПТИМАЛЬНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРЕССОВ

Пресс с гладкими валами (обычный пресс) (рис. 7.2, а) состоит из двух валов; нижний вал — неотсасывающий, металлический обрешиненный или с полиуретановым покрытием, а верхний — гранитный или металлический, покрытый слоем твердой кварцевой резины (стонитом). Верхний вал пресса по отношению к нижнему валу смещен в сторону, противоположную ходу бумаги, на 50—120 мм. Смещение валов увеличивается с повышением скорости машины и диаметра валов [42].

По обезвоживающей способности обычные пресса при любых условиях прессования бумаги уступают прессам с поперечной фильтрацией. Учитывая простоту конструкции, обычный пресс можно рекомендовать в качестве последнего пресса для машин, работающих со скоростью до 200—250 м/мин и вырабатывающих продукцию предпочтительно большой массы 1 м² при степени помола волокна до 40 °ШР.

Пресс отсасывающий (рис. 7.2, б) — наиболее сложный по конструкции и дорогостоящий пресс. В этом прессе в отличие от обычного нижний вал — отсасывающий, обрешиненный. Верхний вал смещен по ходу бумаги на 50—200 мм [43]. Линейное давление между валами отсасывающего пресса на современных машинах достигает 80—100 кН/м.

Отсасывающие прессы рекомендуется применять в качестве первого и, реже, второго пресса (для тонкой бумаги из жирной массы). Для устранения маркировки бумаги от отверстий отсасывающего вала, особенно при работе на линейных давлениях между валами более 60 кН/м, необходимо использовать нетканые сукна массой 1 м² 1—1,4 кг.

Пресс с желобчатым валом (рис. 7.2, в) имеет наиболее эффективную и простую конструкцию из прессов с поперечной фильтрацией [44]. Нижний вал такого пресса может быть выполнен с металлической рубашкой (бронзовой или стальной) или с покрытием из полиуретана или резины. Желобки прямоугольной формы обычно нарезаются по спирали. Глубина их 2,5 мм, ширина 0,5 мм. Шаг между желобками 3 мм.

Для снятия пленки воды с поверхности желобчатого вала и для удаления воды из желобков при средней скорости машины устанавливают пластину и шабер, а при скорости свыше 600 м/мин — только обычный шабер, так как вода из желобков хорошо удаляется центробежными силами. Очищают желобки от ворса сукна, мелкого волокна и наполнителя с помощью водяного spryska при давлении воды 0,6 МПа, установленного тангенциально к поверхности вала. Sprysки включают в работу периодически в зависимости от забиваемости желобков. На тихоходных машинах (скорость до 300 м/мин) иногда устанавливают периодически включаемые воздушные sprysки.

На прессах с желобчатым валом применяют более твердые покрытия (твердость 5—10 ед. по ТШН-2), чем на прессах обычных или с отсасывающим валом, и работают они при более высоком линейном давлении (100—120 кН/м). При таком давлении на скоростных машинах срок службы покрытия вала снижается вследствие большого тепловыделения. Для снижения тепловыделения иногда предусматривают систему внутреннего охлаждения вала или идут по пути снижения толщины покрытия или увеличения его твердости.

Для повышения сопротивляемости сукон механическому износу и уменьшения опасности маркировки бумаги желобками вала сукна для желобчатых прессов изготавливают большей массы 1 м² и с большим содержанием синтетических волокон (до 50 %). Взамен сукон массой 0,8—1 кг/м² для обычных прессов здесь применяют сукна массой 1—1,4 кг/м². Наилучшие результаты достигаются в случае применения иглопробивных сукон.

Опыт эксплуатации прессов с желобчатым валом показал, что они имеют следующие преимущества: снижается стоимость установки, уменьшаются эксплуатационные расходы, увеличивается сухость бумаги, отсутствуют затраты на создание вакуума, достигается равномерная влажность бумаги по ширине, а увеличение давления прессования не вызывает раздавливания полотна и маркировки бумаги.

Пресс с желобчатым валом может использоваться в качестве второго и последующих прессов машин, вырабатывающих почти все виды продукции (кроме особо тонких видов бумаги). Наибольший эффект достигается при скорости машины более 100 м/мин. Этот пресс можно применять в качестве предварительных и основных прессов картоноделательных машин. В его

конструкции в этом случае должна быть предусмотрена эффективная очистка вала.

Пресс с промежуточным валиком (рис. 7.2, г) известен в литературе как пресс высокой эффективности [45, 92]. В его конструкцию входит желобчатый валик из нержавеющей стали небольшого диаметра (100—250 мм) с кольцевыми или спиральными канавками, расположенный между двумя основными прессовыми валами. Сукно и бумага проходят между верхним валом и промежуточным валиком. Вода из сукна и бумаги удаляется в желобки промежуточного валика. Желобки прямоугольной формы имеют ширину 0,5—0,75 и глубину 2 мм. Шаг между желобками 5 мм. Промежуточный валик смещен по ходу движения полотна бумаги относительно нижнего и верхнего валов так, чтобы нагрузки на цапфы промежуточного валика были минимальными.

На прессах с промежуточным валиком по сравнению с обычными прессами увеличивается расход потребляемой мощности на 30—40 %, резко снижается (в 2—3 раза) срок службы сукон. Из-за сложности конструкции и высоких эксплуатационных затрат пресса с промежуточным валиком не нашли широкого применения.

Пресс с подкладной сеткой (рис. 7.2, д) в отличие от обычного пресса с гладкими валами имеет бесконечную подкладную сетку, изготовленную из синтетического моноволокна. В этом прессе вода из бумаги переходит в сукно, из сукна — в ячейки сетки. При наличии сетки в зоне контакта валов в сукне не создается высокого противодействия. Твердость покрытия нижнего прессового вала составляет 25—35 ед. по ТШМ-2. Сетки одно- и двухслойные из моноволокон толщиной не более 0,7 мм. Длина сетки 6—12 м, максимальное натяжение до 50 Н/см.

Для расправления сетки устанавливают валики типа Маунт-Хоуп с регулируемой кривизной, с углом охвата их сеткой 30—45°. Срок службы сеток составляет 4—12 мес в зависимости от типа сеток и условий их работы [68]. Для удаления воды из ячеек сеток устанавливают отсасывающие ящики со щелями 5—8 мм или осуществляют продувку сеток воздухом. Иногда для снятия воды с поверхности сетки устанавливают шабер с резиновым лезвием [40].

Основные преимущества прессов с подкладной сеткой следующие: низкая первоначальная стоимость, экономия расхода электроэнергии на привод вакуум-насосов, отсутствие маркировки бумаги (по сравнению с отсасывающими прессами); увеличение сухости бумаги после прессования, отсутствие дробления влажного полотна при высоком давлении (по сравнению с обычными прессами); увеличение срока службы сукон. Пресс с подкладной сеткой по эффективности обезвоживания при среднем удельном давлении в зоне контакта валов свыше 1 МПа и скорости больше 300 м/мин приближается к прессу желобча-

тому. Этот пресс рекомендуется применять в качестве второго и последующих прессов машин, работающих со скоростью до 200 м/мин и вырабатывающих бумагу и картон массой от 100 г/м² и выше, а при скорости свыше 200 м/мин — бумагу и картон любой массы 1 м².

В случае выработки тонкой бумаги при наличии эффективных устройств для обезвоживания сукна пресс можно использовать в качестве первого пресса. В этом случае надо учитывать количество воды, удаляемой из бумаги и сукна. При значительном продольном движении воды по сетке может нарушаться структура полотна.

Пресс с усадочной сеткой (рис. 7.2, е) или чулком из сетки является разновидностью пресса с подкладной сеткой. Чулок-рубашка, надеваемый на вал, изготавливается бесконечным из монофиламентных полиэфирных волокон в виде двухслойной сетки, обладающей большой усадкой при нагревании. Чулок может надеваться на гладкий или отсасывающий вал.

Большое значение для эффективной работы пресса с чулком имеет удаление воды из сетки. Обычно на прессах применяют воздушный шабер со щелью шириной 1 мм, который устанавливают снизу вала на расстоянии 2 мм под углом 15—30°. Воздух подается под давлением 0,015 МПа. При скорости машины свыше 500 м/мин шабер можно не устанавливать, так как вода легко удаляется центробежной силой.

В прессах с чулком используют нетканые сукна массой 1—1,2 кг/м². Срок службы сукна несколько меньше, чем на прессах с подкладной сеткой, и составляет в среднем 35—45 дней. Срок службы чулка из сетки 2—6 мес.

Твердость резинового покрытия облицовки прессового вала оказывает большое влияние на работу чулка и должна быть 15—25 ед. по ТШМ-2. Пресс с чулком значительно проще пресса с подкладной сеткой и его легче установить на действующей машине. Поэтому этот тип пресса в первую очередь находит применение при модернизации действующих бумаго- и картоноделательных машин.

Установка чулка из сетки на отсасывающий вал повышает сухость полотна после пресса на 1—1,5 % и предотвращает появление маркировки полотна от отверстий в рубашке вала.

Недостаток пресса с усадочной сеткой — сложность крепления сетки на валу и ее очистки.

7.4. ОБЕЗВОЖИВАНИЕ БУМАГИ НА ПРЕССАХ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Сравнительная оценка обезвоживающей способности прессов различной конструкции была проведена на опытной установке, параметры которой, за исключением ширины, были аналогичны параметрам прессов, работающих на действующих ма-

шинах [46]. Основная часть опытов проведена на образцах бумаги, изготовленной из 100 % сульфитной целлюлозы со степенью помола 18 °ШР.

Характер обезвоживания бумаги в зависимости от линейного давления между валами, скорости машины, сухости бумаги перед прессом и массы 1 м² бумаги иллюстрирует рис. 7.3.

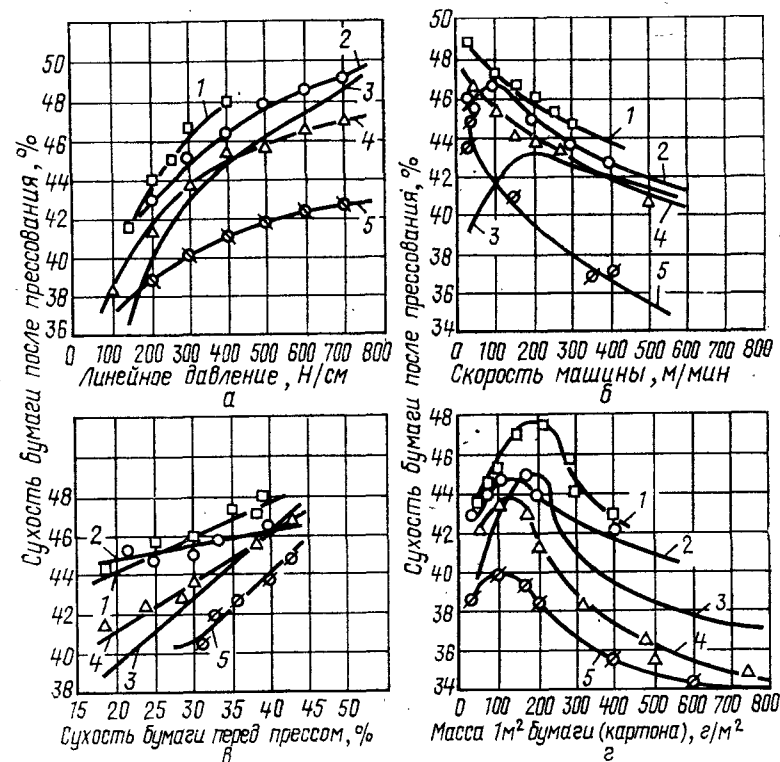


Рис. 7.3. Влияние линейного давления (а), скорости машины (б), сухости бумаги перед прессом (в) и массы 1 м² бумаги (г) на процесс обезвоживания на прессах:

1 — с промежуточным валиком; 2 — с желобчатым валом; 3 — с подкладной сеткой; 4 — с отсасывающим валом; 5 — с обычными валами

С повышением давления прессования (рис. 7.3, а) на всех типах прессов увеличивается сухость бумаги после прессования. При давлении более 40 кН/м прирост сухости бумаги на обычном прессе заметно снижается из-за повышения сопротивления движению воды в сукне против его хода.

Для прессов с поперечным потоком сильного замедления обезвоживания не наблюдается, так как горизонтальный путь движения воды по сукну к отверстиям вала и желобкам или

ячейкам сетки невелик. Поэтому для этого типа прессов повышение давления более эффективно, чем для обычных прессов.

Как видно из рис. 7.3, б, зависимость изменения сухости бумаги от скорости машины на обычных, отсасывающих прессах и прессах с промежуточным валиком одинакова. С увеличением скорости машины сухость бумаги после прессования снижается. Однако скорость оказывает большее влияние на обезвоживание бумаги на обычном прессе. При скорости машины до 100 м/мин на прессе с желобчатым валом и 200 м/мин на прессе с подкладной сеткой сухость бумаги после прессования повышается. Это объясняется тем, что отжатая вода в желобки вала или ячейки сетки при низкой скорости пресса значительно увлажняет сукно и бумагу на выходе из пресса. Дальнейшее повышение скорости сопровождается постепенным, почти линейным снижением сухости бумаги. Характер изменения сухости полотна бумаги после пресса от содержания воды в бумаге перед прессом показан на рис. 7.3, в.

При большом содержании воды в бумаге перед прессом (сухость 20—25 %) наиболее эффективны presses с желобчатым валом и отсасывающие.

На прессе с промежуточным валиком при сухости бумаги до 25—26 % наблюдается нарушение структуры листа.

Зависимость сухости бумаги от ее массы 1 м² носит сложный характер (рис. 7.3, г). При массе 1 м² до 100—150 г наиболее эффективны presses с промежуточным валиком, отсасывающие и с желобчатым валом. Повышение массы бумаги (картона) сказывается в большей степени при обезвоживании на отсасывающем прессе, на прессе с подкладной сеткой и на прессе с промежуточным валиком.

Обработка результатов исследований влияния конструктивных и технологических параметров на процесс обезвоживания бумаги на прессах различных конструкций позволила установить зависимость сухости бумаги (C_k %) после прессования от всех переменных факторов [46]:

$$C_k = \frac{A \alpha_0 m_0 P_{cp}^\gamma C_c^\theta C_{и}^\omega g_6^\beta}{v^\epsilon \Psi_p^\psi},$$

где $C_{и}$ — сухость бумаги перед прессом, %; A — коэффициент, характеризующий конструкцию пресса; α_0 — коэффициент вида бумаги; m_0 — коэффициент, зависящий от марки сукна, массы 1 м² бумаги и скорости машины; P_{cp} — среднее удельное давление между валами, Па; C_c — сухость сукна перед прессом, %; g_6 — масса 1 м² бумаги (картона), г/м²; β — коэффициент массы 1 м² бумаги; v — скорость машины, м/мин; Ψ_p — степень помола массы, °ШР; $\gamma, \theta, \omega, \epsilon, \psi$ — опытные коэффициенты [46].

Среднее удельное давление между валами может быть рассчитано по формуле

$$P_{cp} = \frac{21,74q^{0,737}}{D^{0,4}T^{0,275}},$$

где q — давление между валами пресса, Н/м; D — диаметр обрезающего вала, мм; T — твердость резиновой облицовки вала, ед. по ТШМ-2.

7.5. СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ПРЕССОВЫХ ЧАСТЕЙ

Развитие конструкций прессовых частей бумаго- и картоноделательных машин идет в направлении применения новых прессов, увеличения линейного давления между валами, надлежащего подбора сукон и поддержания высокопропускной способности их во время работы.

Обрывность бумаги в прессовой части зависит главным образом от свободных участков прохождения бумаги. Наличие пересасывающего устройства практически ликвидировало обрывность при передаче полотна из сеточной части в прессовую. Однако установка двухвальных прессов с пересасывающим устройством не обеспечивает безобрывной проводки полотна между прессами.

В основу современных конструкций прессовых частей положен принцип максимального сокращения количества и длин свободных участков хода бумажного полотна. Все современные конструкции прессовых частей для быстроходных машин можно разбить на два основных типа. I тип — прессовая часть с передачей полотна с сеточной части пересасывающим валом с последующей транспортировкой полотна бумаги сукном в многовальный пресс (трех-четыrehвальный); II тип — прессовая часть с передачей полотна с сеточной части пересасывающим валом, являющимся прессовым валом первого пресса, с последующим его контактом с еще одним-двумя валами (типа юни-пресс).

I тип прессовых частей находит применение главным образом на бумагоделательных машинах для производства газетной, писчей, типографской и других видов бумаги массой 1 м² до 80—100 г. Основным недостатком прессовой части I типа — повышенная влажность сукна пересасывающего устройства, необходимая для удержания полотна под сукном, что снижает обезвоживающую способность первого пресса и ограничивает выработку бумаги большей массы 1 м².

II тип прессовых частей разработан фирмой КМВ (Швеция) и известен в литературе под названием юни-пресса (универсального пресса), в котором пересасывающий вал является также валом первого пресса.

Полотно бумаги при прохождении всего участка от сетки до линии касания валов удерживается вакуумом в отсасывающих

камерах. Это дает возможность иметь сравнительно высокую сухость сукна первого пресса и выбирать это сукно только по его обезвоживающей способности. Пересасывающий вал такого пресса изготавливается трехкамерным. Ширина I камеры 60—80 мм; II камеры 500—600 и III камеры 100—120 мм. Вакуум в камерах соответственно составляет 60; 33; 73 кПа. По данным фирмы, на прессовой части типа II можно вырабатывать продукцию массой 1 м² от 25 до 1000 г [2].

Рекомендуемые схемы прессовых частей для производства массовых видов бумаги и картона даны на рис. 7.4 и в табл. 7.1.

7.1. Рекомендуемые схемы прессовых частей производства массовых видов бумаги и картона

Схема	Ассортимент вырабатываемой бумаги (картона)	Скорость, м/мин	Линейное давление, кН/м	Сухость полотна после прессовой части, %
а *	Газетная, писчая и типографская № 1 и № 2	До 1200	I захват — 6 II захват — 8 III захват — 10	38—42
б	Писчая и типографская № 1 и № 2	До 600	I захват — 6 II захват — 8 III захват — 10 IV захват — 3	38—40
в	Бумага для гофрирования, мешочная, картон тонкий массой до 250 г/м ²	До 750	I захват — 6 II захват — 8 III захват — 10	36—40
г	Бумага оберточная односторонней гладкости	До 1000	I захват — 6 II захват** — 8 III захват** — 10	40—45
	Картон коробочный		Предварительный пресс I захват — 4 II захват — 5 I пресс — 7 II пресс — 10	40—42

* При выработке писчей и типографской бумаги № 1 устанавливается дополнительно сглаживающий пресс.

** II и III захваты — прижимные валы к лоцильному цилиндру.

В рекомендуемых схемах широко использовано прессование полотна между двумя сукнами в первом захвате пресса (рис. 7.4, а, б, г, д). При обезвоживании бумаги на прессе с двумя сукнами вода из нее удаляется через оба сукна, что снижает сопротивление фильтрации.

Прессование между двух сукон обеспечивает симметричное (в обе стороны) обезвоживание, улучшает структуру бумажного полотна по толщине, что особенно важно для бумаги,

содержащей большое количество наполнителей, а также снижает разносторонность полотна бумаги.

Исследование показало, что наиболее эффективны прессы с двумя сукнами при обезвоживании бумаги сухостью до 25—26 %.

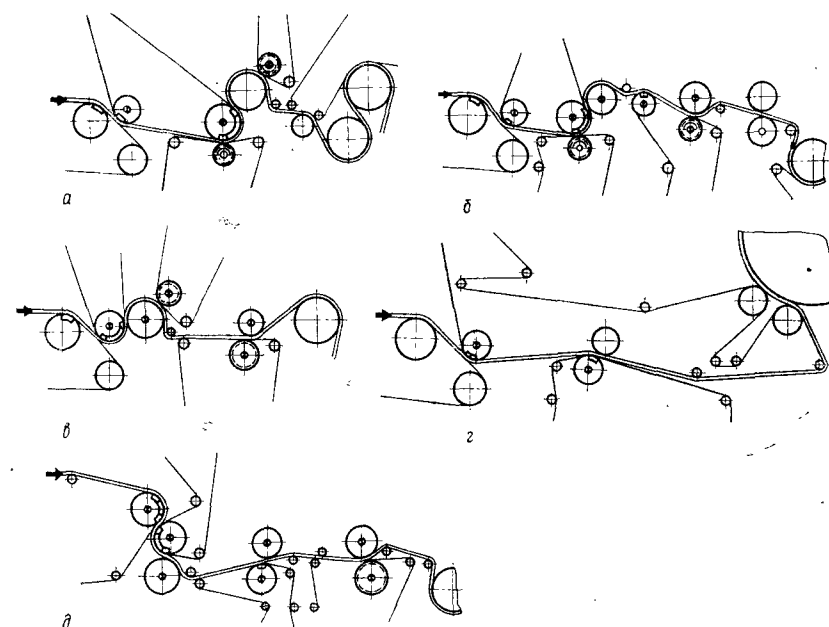


Рис. 7.4. Современные схемы прессовых частей бумаго- и картоноделательных машин для производства:

а — газетной, писчей и типографской бумаги № 1 и № 2 на скорости до 1200 м/мин; б — писчей и типографской бумаги № 1 и № 2 на скорости до 600 м/мин; в — бумаги для гофрирования, мешочной, картона тарного на скорости до 750 м/мин; г — бумаги оберточной односторонней гладкости; д — картона коробочного

7.6. КОНСТРУКЦИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ПРЕССОВОЙ ЧАСТИ

7.6.1. Прессовый отсасывающий вал

Отсасывающий прессовый вал по конструкции аналогичен отсасывающему гауч-валу. Основные параметры и размеры отсасывающих прессовых валов приведены ниже:

Обрезающая ширина полотна, мм	1680	2100	2520	4200	6300	6720
Наибольшая скорость по приводу, м/мин	350	350	450	1500	1000	1000
Наружный диаметр вала с облицовкой, мм	650	650	750	850	1150	1150
Длина рубашки, мм	2140	2640	3180	4910	7200	7500

В зависимости от числа зон отсоса в камере отсасывающие валы подразделяются на валы одно-, двух- и трехкамерные. В многокамерных валах различают камеры прессования, расположенные в зонах контакта валов, пересасывающие камеры и поддерживающие камеры, предназначенные для удержания полотна на сукне от воздействия центробежных сил. Ширину камер прессования в зависимости от скорости машины принимают в пределах 100—150 мм. Разрежение в камерах прессования поддерживается до 75 кПа, в пересасывающих камерах — до 50 и поддерживающих — до 25.

Рубашки отсасывающих валов изготавливаются из бронзы или нержавеющей стали толщиной 40—75 мм и облицовываются слоем резины толщиной 25 мм твердостью 15—30 ед. по ТШМ-2. Разница твердости облицовки, замеренная в различных точках по длине вала, не должна превышать ± 4 ед. по ТШМ-2.

Отверстия отсасывающих прессовых валов диаметром 4,0—4,5 мм не зенкованы, общее живое сечение отверстий составляет 15—20 % от площади боковой поверхности рубашки.

Отсасывающий вал рассчитывается на прочность и жесткость. Существующая методика расчета (приближенная) заключается в следующем.

Определяют нагрузку на вал, которая складывается из веса рубашки, суммарного прижима, нагрузки от действия вакуума и прижима уплотнений. Затем находят максимальный изгибающий момент $M_{\text{и}}$ (отсасывающий вал рассматривают как тонкостенную свободно опертую балку с разномерно распределенной нагрузкой по длине вала).

Номинальное напряжение изгиба ($\sigma_{\text{и}}$ Па) рубашки определяют с учетом ослабления сечения перфорацией:

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}} / (W \eta),$$

где $M_{\text{и}}$ — максимальный изгибающий момент, Н·м; W — момент сопротивления поперечного сечения рубашки без учета перфорации, м³; η — коэффициент ослабления сечения рубашки перфорацией, рассчитываемый как отношение длины ломаной линии в пределах опорного прямоугольника, по которой может произойти разрушение рубашки, к длине опорного прямоугольника по дуге окружности вала [24].

Предел выносливости вала (в ослабленном сечении)

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_D},$$

где $(k_{\sigma})_D$ — коэффициент концентрации напряжений;

$$(k_{\sigma})_D = \frac{k_{\sigma} + k_{\sigma}^{\text{II}} - 1}{\varepsilon_{\sigma}},$$

где k_{σ} — эффективный коэффициент концентрации от наличия перфорации; k_{σ}^{II} — коэффициент состояния поверхности; ε_{σ} — масштабный фактор.

Запас прочности в опасном сечении от предела выносливости $n = (\sigma_{-1})_D / \sigma_{\text{и}}$ следует принимать не менее 2,5.

Прогиб рубашки отсасывающего прессового вала рассчитывают, используя средний момент инерции, как и при расчете отсасывающего гауч-вала, приведенном в главе 6. Относительный прогиб не должен превышать $1/6000$ — $1/7000$ [93].

7.6.2. Механизм прижима и подъема верхнего вала пресса

На современных бумаго- и картоноделательных машинах устанавливают механизмы прижима и подъема верхнего вала пресса пневматического или гидравлического действия (рис. 7.5).

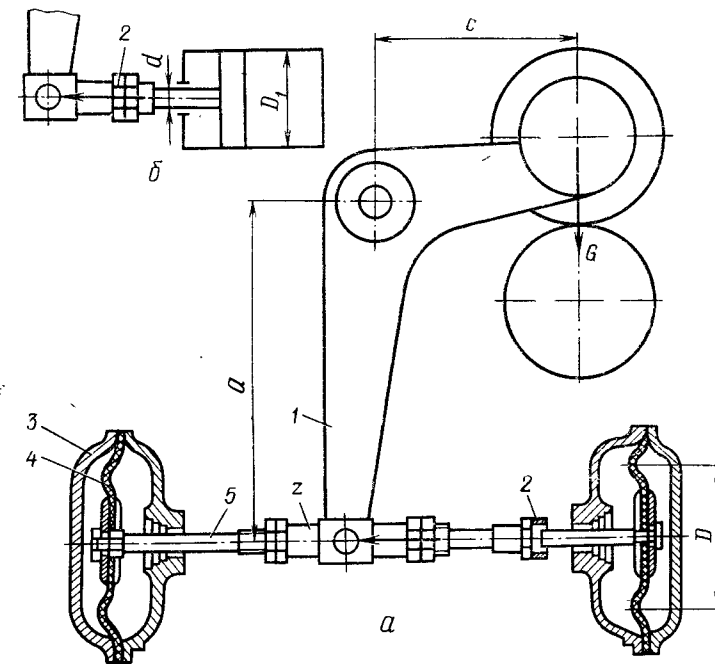


Рис. 7.5. Механизм подъема и прижима верхнего вала пресса:

а — пневматического действия; б — гидравлического действия; 1 — рычаг; 2 — регулирующие гайки; 3 — корпус; 4 — диафрагмы; 5 — тяги

Исполнительный механизм соединен тягами с рычагами, на которых расположен верхний вал. Для возможности установки мембран механизма прижима в среднем положении после перешлифовки валов (изменение диаметров) предусмотрены регулировочные гайки. Расчет механизма прижима и подъема вала

пресса производится в следующей последовательности. Определяется усилие дополнительного прижима ($P_{\text{доп}}$) между валами

$$P_{\text{доп}} = P - G_{\text{в}},$$

где $G_{\text{в}}$ — вес прижимного вала, Н (при наличии смещения валов необходимо определить составляющую веса).

Заданное усилие прижима между валами

$$P = qb,$$

где q — линейное давление между валами, Н/м; b — длина рабочей поверхности вала, м.

Зная усилие дополнительного прижима $P_{\text{доп}}$, плечи рычага a и c , коэффициент полезного действия механизма η , определяем необходимое усилие на штоке ($P_{\text{шт}}$ Н), которое должно создаваться исполнительным механизмом

$$P_{\text{шт}} = P_{\text{доп}} c / (2a\eta).$$

Для механизма пневматического действия мембранного типа средний диаметр мембраны

$$D = \sqrt{\frac{P_{\text{шт}}}{0,68p}},$$

где p — давление воздуха в системе, Па.

Если дополнительный прижим меньше веса вала G , то расчет механизма надо вести на подъем вала по формуле

$$P_{\text{шт}} = Gc / (2a\eta).$$

Для механизма гидравлического действия диаметр пневмоцилиндра D_1 определяется из уравнений:

$$\text{для прижима } P_{\text{шт}} = \frac{\pi D_1^2 p}{4};$$

$$\text{для подъема } P_{\text{шт}} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2) p,$$

где d — диаметр штока, м.

7.6.3. Устройства для кондиционирования прессовых сукон

Удовлетворительная работа современных прессовых частей бумаго- и картоноделательных машин невозможна без правильного выбора марки сукна, а также его хорошей очистки в процессе работы и достижения оптимальной сухости перед зоной прессования, т. е. его кондиционирования. Роль прессового сукна в процессе обезвоживания бумаги на прессах значительна. Свойства сукон зависят от рода и качества волокон, номера и степени крутки пряжи, структуры сукна, массы 1 м^2 , соответствующей обработки сукон (химической, ворсованием и др.).

Прессовые сукна в процессе работы должны быстро восстанавливать первоначальную толщину после снятия нагрузки, свободно пропускать через себя отпрессованную из бумаги воду, наполнитель, мелкие волокна и при этом не забиваться; быть стойкими к механическому износу, химическому и бактериологическому разрушению; сохранять стабильные размеры по ширине и длине.

В последние годы достигнут значительный прогресс в производстве прессовых сукон. Все большее применение находят тканые сукна с содержанием до 100 % синтетических волокон, сукна иглопробивные и сукносеточная ткань (типа комбитекс).

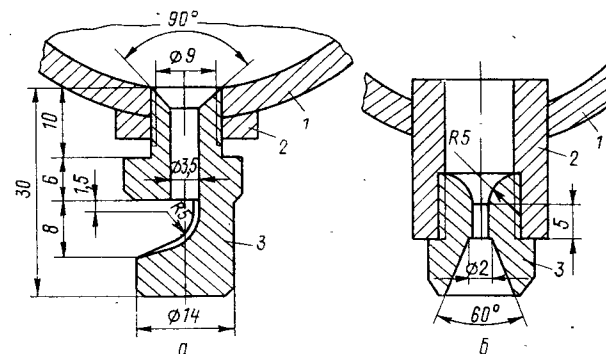


Рис. 7.6. Насадки sprысков:

а — угловая насадка; б — насадка sprысков высокого давления; 1 — труба; 2 — штуцер; 3 — насадка

Большое разнообразие изготавливаемых сукон позволяет осуществлять рациональный выбор марки сукна для каждого пресса машины [47].

Промывка и механическая очистка сукон осуществляются на сукномойках различных конструкций с применением системы sprысков [39, 3]. В современных прессовых частях бумагоделательных машин предусмотрена промывка: непрерывная (в процессе производства бумаги sprысками); периодическая (в процессе производства бумаги sprысками высокого давления); периодическая (на холостом ходу с помощью химических моющих веществ) [53].

При непрерывной промывке сукно пропитывается водой из sprыска непосредственно перед кондиционирующим устройством. Sprыск работает постоянно при давлении до 0,3 МПа.

Sпрыск представляет собой трубу с угловыми насадками (рис. 7.6, а), которые создают веерообразные струи. Шаг между насадками 400 мм.

Периодическая промывка сукна в процессе производства бумаги проводится с помощью sprысков высокого давления, кото-

рые работают по 0,5 ч в смену. Исследования показали, что эффективная очистка прессовых сукон при минимальном расходе воды может быть достигнута при давлении воды в sprысках, равном так называемому пробивному давлению, за которое принимается минимальное давление воды, при котором обратная сторона сукна увлажняется (табл. 7.2) [12].

7.2. Пробивное давление для различных сукон

Сукно	Пробивное давление, МПа (диаметр насадка 1 мм, расстояние его до поверхности сукна 100 мм)	
	Сукно чистое	Сукно загрязненное
Иглопробивное с 100 % содержанием синтетических волокон («Тамвент»)	1,56	5,00
Иглопробивное с 50 % содержанием синтетических волокон (Швеция)	1,44	4,50
Тканое сукно ПП-900 и ПКБ	0,70	1,80
Тканое сукно П-190	0,45	1,30

Промывка sprысками высокого давления дает возможность увеличить срок службы сукна и сократить расход свежей воды. Насадки sprыска высокого давления (рис. 7.6, б) создают игольчатую струю и располагаются на трубе с шагом 150—300 мм [13].

Sпрыск рекомендуется устанавливать так, чтобы струя воды подавалась на сторону сукна, не соприкасающуюся с бумагой. Оптимальное расстояние от торца сопла до плоскости сукна 70—150 мм. Sprыск целесообразно устанавливать на небольшом расстоянии от сукноведущего валика, чтобы предотвратить колебания сукна.

Для того чтобы сукно равномерно промывалось по ширине, sprыск делают перемещающимся, причем скорость перемещения sprыска должна быть согласована со скоростью движения сукна. Скорость sprыска $v_{спр}$ определяют по формуле

$$v_{спр} = d_{спр} v_{16,7/l_c},$$

где $d_{спр}$ — диаметр струи на сукне, мм; v — скорость машины, м/мин; l_c — длина сукна, м.

Равномерное перемещение sprыска с заданной скоростью осуществляется с помощью пневмогидравлического привода (рис. 7.7), состоящего из гидравлического исполнительного механизма, двух емкостей-посредников и блока автоматики. Диапазон регулирования скорости перемещения 0,05—10 мм/с.

Периодическая промывка сукна на холостом ходу осуществляется химическими моющими веществами, которые подаются на сукно под давлением до 0,3 МПа.

Имеются рекомендации по применению периодической или

непрерывной химической промывки сукон без прекращения производства бумаги. В этом случае рекомендуется устанавливать sprыск, подающий моющий раствор внутри сукна как можно ближе к месту выхода его из пресса [53].

Для эффективной работы прессов необходимо, чтобы сукно перед зоной прессования имело оптимальную сухость. Она составляет для обычного пресса 65—70 %, для прессов с поперечным потоком воды 60—65 % [47]. Для достижения необходимой сухости сукна перед зоной прессования устанавливаются кондиционирующие устройства.

В современных прессовых частях бумагоделательных машин используются главным образом вальцовые и щелевые сукно-

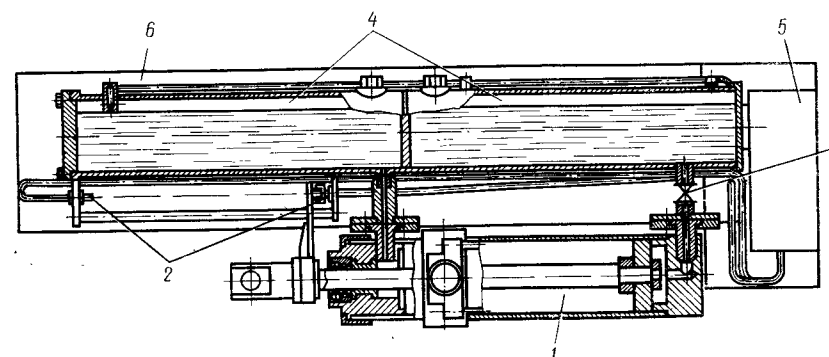


Рис. 7.7. Принципиальная схема привода sprысков высокого давления: 1 — исполнительный механизм; 2 — сопло; 3 — вентиль регулировочный; 4 — смкости-посредники; 5 — блок автоматики; 6 — кожух

мойки. Вальцовые сукномойки можно классифицировать по направлению движения воды в зоне контакта валов: с продольной фильтрацией воды (вальцовые сукномойки с гладкими валами); с поперечной фильтрацией воды (отсасывающая вальцовая сукномойка и сукномойка с нижним желобчатым валом). Вальцовая отсасывающая сукномойка не только обеспечивает хорошую промывку, но и эффективно обезвоживает сукно в широком диапазоне скоростей. Рекомендуется ширину отсасывающей камеры принимать 50—60 мм при вакууме в камере 40—47 кПа [4].

Сукномойки с отсасывающим валом эффективны на машинах, работающих на скоростях до 700 м/мин. Из-за сложности конструкции и высоких эксплуатационных расходов этот тип сукномоек рекомендуется применять для очистки сукна первого пресса. Желобчатые сукномойки следует применять на современных быстроходных машинах при скорости более 300 м/мин.

Линейные давления между валами вальцовой сукномойки составляют 30 кН/м.

Щелевые отсасывающие сукномойки (рис. 7.8) находят все более широкое применение для кондиционирования прессовых сукон бумагоделательных машин. Для каждого вида сукна в зависимости от его структуры, влагосодержания, а также ско-

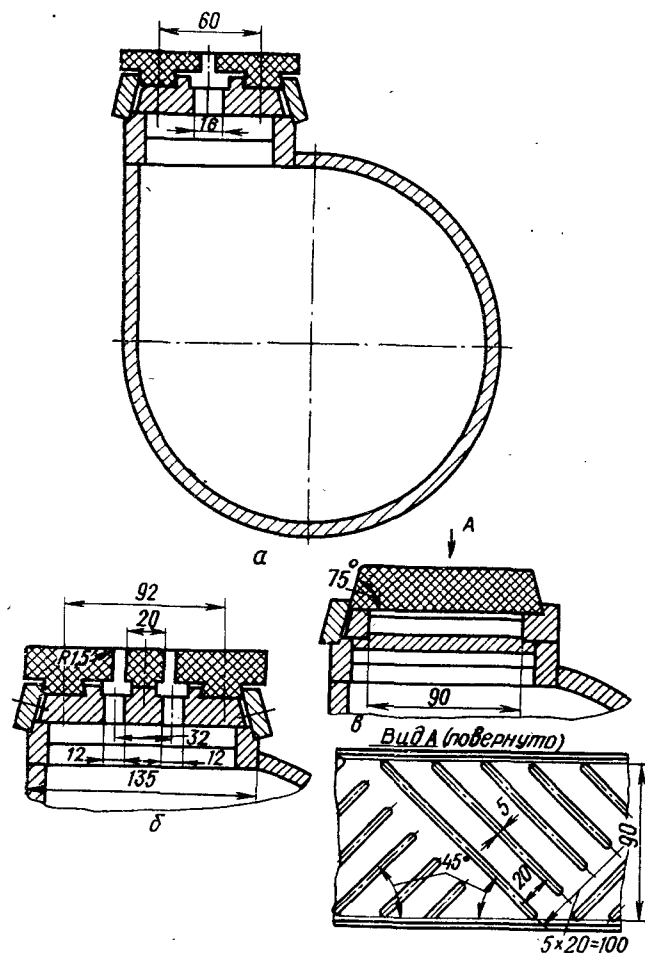


Рис. 7.8. Сукномойки щелевые:
а — однощелевые; б — двухщелевые; в — многощелевые

рости пресса существует оптимальная конструкция щелевой отсасывающей сукномойки, характеризующаяся шириной и количеством щелей.

В зависимости от водопропускной способности сукна ширина щели сукномойки равна 8—12 мм. Для иглопробивных сукон с высокой водопропускной способностью ширина щели принимается равной 8—10 мм. Увеличение ширины щели свыше

12 мм резко повышает износ сукон при незначительном повышении эффективности работы сукномойки.

В условиях интенсивного загрязнения сукон, например при выработке бумаги, содержащей значительное количество наполнителя или мелкого волокна, находят применение сукномойки, у которых в покрытии имеются пазы в «елочку», расположенные под углом 45° к продольной оси сукномойки (рис. 7.8, в).

Разрежение на щелевых сукномойках всех типов находится в пределах 40—47 кПа.

8. СУШИЛЬНАЯ ЧАСТЬ

8.1. ПРОЦЕСС СУШКИ БУМАГИ И КАРТОНА

В целлюлозно-бумажной промышленности для сушки бумаги, картона и целлюлозы наибольшее распространение получили контактные сушильные установки, в которых тепло передается влажному полотну непосредственно от нагретой поверхности цилиндров. Нагревание цилиндров осуществляется водяным паром. Имеются конструкции сушильных цилиндров, нагреваемых органическими теплоносителями, газовыми горелками и электронагревателями, однако они пока не нашли широкого применения.

Контактная сушка бумаги по сравнению с другими методами обладает рядом существенных достоинств, к основным из которых следует отнести высокие экономические показатели и высокое качество сушимого полотна, в частности высокую двустороннюю гладкость. К недостаткам многоцилиндровой сушки следует отнести высокую металлоемкость (около двух третей от массы всей машины) и недостаточную интенсивность процесса.

Параллельно с контактной сушкой в бумаго- и картоноделательных машинах используется конвективная сушка нагретым воздухом. Несмотря на то, что при конвективной сушке энергетические затраты, как правило, выше, чем при контактной, она находит применение на всех современных бумаго- и картоноделательных машинах. К достоинствам конвективного метода сушки следует отнести простоту конструктивного исполнения, широкие возможности регулирования влажности по ширине бумажного полотна, а также в ряде случаев большую интенсивность процесса по сравнению с контактной сушкой. Наиболее высокая интенсивность сушки достигается при применении колпачков скоростной сушки с сопловым обдувом движущегося полотна.

Наряду с контактной и конвективной сушкой движущихся полотен известны также комбинации двух первых с сушкой в энергетических полях, вакуумной сушкой и сушкой с тепломеханическим выносом влаги.

В последнее время широкое применение за рубежом для сушки бумаги и картона нашли устройства с тепломеханическим выносом влаги. При этом методе сушки происходит не только испарение влаги за счет подвода тепла, но и механическое вытеснение и замещение ее в порах материала газообразным агентом. Сушка с прососом воздуха или газа обладает весьма значительной интенсивностью. Достигнута интенсивность сушки около $140 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, что примерно в 10 раз выше средней интенсивности сушки в многоцилиндровой сушильной части.

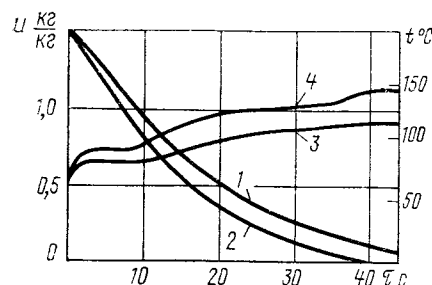


Рис. 8.1. Кинетические кривые и термограммы контактной сушки бумаги массой $1 \text{ м}^2 160 \text{ г/м}^2$: 1 и 3 — температура греющей поверхности $120 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 и 4 — температура греющей поверхности $140 \text{ }^\circ\text{C}$

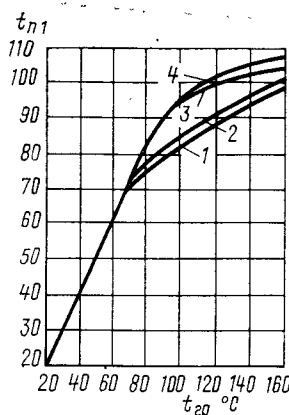


Рис. 8.2. График температуры поверхности полотна в первом периоде сушки при различных значениях температуры греющей поверхности: 1 — толщина полотна $0,16 \text{ мм}$; 2 — $0,22 \text{ мм}$; 3 — $0,43 \text{ мм}$; 4 — $0,72 \text{ мм}$

В процессе контактной сушки при соприкосновении влажного полотна бумаги или картона с горячей поверхностью сушильного цилиндра начинается контактный, или, как его иногда называют, кондуктивный теплообмен. Некоторое количество тепла передается также радиацией, поскольку абсолютно полного контакта между бумагой и поверхностью цилиндра, очевидно, не имеется. Одновременно начинается процесс испарения влаги, сопровождающийся поглощением теплоты фазового превращения. Образовавшийся в зоне контакта пар под действием градиента давления стремится проникнуть вглубь материала, при этом в тот момент, когда сушимый материал еще не прогрелся на всю толщину, пар конденсируется в слое материала, передавая ему тепло и способствуя тем самым более интенсивному прогреву. Тот момент, когда пар проникает сквозь толщу материала, выходя наружу, определяет начало первого периода сушки, когда, как известно, скорость влагоудаления постоянна. Таким образом, после окончания прогрева материала имеет место парообразование с обеих его сторон. Когда влага из наружных слоев материала практически удалена, начинается перемещение зоны испарения вглубь материала. Температура слоя, контактирующего с греющей поверхностью, повышается, при этом разность температур между греющей поверхностью и поверхностью материала уменьшается, вследствие чего менее интенсивным становится и теплообмен. При сушке бумаги на цилиндрах на механизм сушки оказывают влияние также участки свободного хода полотна между цилиндрами, где происходит свободное испарение на обеих сторонах материала, а также охлаждение наружных слоев материала, что повышает интенсивность теплообмена на сушильных цилиндрах при соприкосновении охлажденных слоев с сушильным цилиндром. В то же время на участках свободного хода полотна интенсивность испарения может снизиться за счет уменьшения средней температуры материала [28].

Температура бумаги t в первом периоде сушки составляет не более $100 \text{ }^\circ\text{C}$ и остается постоянной, соответствующей температуре испаряющейся

жидкости, в течение всего первого периода сушки (рис. 8.1). По окончании первого периода, после так называемой первой критической точки, скорость сушки начинает снижаться, а температура материала возрастает. Это связано с тем, что по мере развития процесса сушки уменьшается интенсивность внутреннего переноса влаги и количество влаги, поступающей к поверхности материала. При этом влагосодержание u у поверхности материала снижается и становится равным гигроскопическому. Поверхность испарения начинает углубляться, а температура материала определяет начало второго периода — периода падающей скорости сушки. Скорость сушки снижается на протяжении всего второго периода и становится близкой к нулю по достижении малых влагосодержаний, близких к равновесным.

Процесс контактной сушки отличается значительной сложностью. Средних факторов контактной сушки на сушильных цилиндрах основными являются: температура сушильного цилиндра, качество обработки греющей поверхности, геометрические параметры сушильной части (диаметр цилиндров и их взаимное расположение), параметры окружающего воздуха, род материала, прижимающего бумагу к поверхности сушильного цилиндра, скорость перемещения бумаги и др.

Для аналитического определения продолжительности процесса сушки на машине необходимо иметь ряд констант, определяемых экспериментальным путем. В настоящее время существует метод теплотехнического расчета сушильной части бумаго-, картоноделательных и сушильных машин с применением ЭВМ [19, 50].

Выполнение указанного расчета связано с довольно трудоемкими вычислениями. В связи с этим можно рекомендовать приближенный метод теплового расчета бумаго- и картоноделательных машин, позволяющий с достаточной точностью рассчитать активную поверхность сушильных цилиндров.

Основная цель конструктивного теплового расчета — определить число сушильных цилиндров по заданной производительности и виду вырабатываемой бумаги или картона и известному распределению давления пара по группам машины [50, 57].

Для упрощения методики расчета сушильные цилиндры разделены на группы, соответствующие различным периодам сушки, т. е. период прогрева протекает на цилиндрах третьей группы, первый период соответствует второй паровой группе, второй период — первой паровой группе. Конструктивный расчет сушильной части представлен в табл. 8.1.

Начальная температура полотна зависит от температуры массы, подаваемой на сетку. Температура влажного полотна в первом периоде сушки близка к температуре кипящей воды при атмосферном давлении. Значения $t_{п1}$ в зависимости от толщины полотна и температуры стенки цилиндра $t_{гр}$ находятся по графику (рис. 8.2).

Критическое влагосодержание $u_{кр}$, при котором начинает повышаться температура полотна бумаги, зависит от начальной

8.1. Конструктивный расчет сушильной части

Определяемая величина, единица измерения	Зависимость в периоде прогрева	В первом периоде	Во втором периоде	Зависимость для всех периодов сушки	Буквенное обозначение
Производительность машины по абсолютно сухой массе, кг/ч	—	—	—	$G_{ac} = 0,06 \alpha q B$	G_{ac}
Площадь активной поверхности основных сушильных цилиндров, м ² , диаметром D , толщиной стенки $\delta_{ст}$	—	—	—	$F_{ц} = \pi D B \Phi_{ц}$	$F_{ц}$
То же, сукносушильных цилиндров, м ² , диаметром D_1 , толщиной стенки $\delta_{ст}$	—	—	—	$F_c = \pi D_1 B_1 \Phi_c$	F_c
Количество сушильных и сукносушильных цилиндров, шт.	—	—	—	$y_{ac} = \frac{F_{ц} n_{ц}}{F_{ц} n_{ц}}$	$n_{ц}$ и n_c
Доля активной поверхности сушильных постов сукносушителей	—	—	—	—	y_{ac}
Температура полотна начальная, в конце периода прогрева, в конце первого периода, конечная, °C	$t_{пр} = \frac{t_0 + t_1}{2}$	$\bar{t}_1 = \frac{t_1 + t_2}{2}$	$\bar{t}_2 = \frac{t_2 + t_3}{2}$	—	t_0, t_1, t_2, t_3 , t_1, t_2 приняты по рис. 8.2
Средняя температура полотна, °C	—	—	—	$k = \frac{1 - a_q}{\Phi_{ц}} \times \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{v_{ст}} + \frac{1 - a_q}{\Phi_{ц} \alpha_2}}$	k
Коэффициент теплопередачи, учитывающий нестационарность теплового режима, кВт/м ² × °C	—	—	—	—	—

Температура насыщения пара, соответствующая давлению по периодам сушки, °C

Удельный тепловой поток на активной поверхности нагрева, кВт/м²

Сухость полотна начальная, конечная, %

Влагосодержание полотна начальное, в конце периода прогрева, конечное, кг/кг

—	—	—	—	—	$t_{нг}, t_{н2}, t_{н1}$
$\bar{q}_{пр} = k(t_{нг} - t_{пр})$	$\bar{q}_I = k(t_{н2} - \bar{t}_I)$	$\bar{q}_{II} = k(t_{н1} - \bar{t}_2) \bar{m}_I \bar{z}$	—	—	$\bar{q}_{пр}, \bar{q}_I, \bar{q}_{II}$
—	—	—	—	—	$T_{н}, T_{к}$
—	—	—	—	$u_{н} = \frac{100 - T_{н}}{T_{н}}$	$u_{н}, u_{к}, u_I$
—	—	—	—	$u_{к} = \frac{100 - T_{к}}{T_{к}}$	—
—	—	—	—	$u_I = 0,1 u_{н}$	$c_{вол}$
—	—	—	—	—	c_p
$Q_{пр} = \frac{1}{\Phi_{пр}} \frac{G_{ac}}{3600} \times [(c_{вол} + u_{кр} c_p) \times (t_1 - t_0) + u_{кр} c_p (t_1 - t_0) + \Delta u (t_{пр} - t_0 c_p)]$	$Q_I = \frac{1}{\Phi_I} \frac{G_{ac}}{3600} \times [(c_{вол} + u_{кр} c_p) \times (t_2 - t_1) + (u_I - u_{кр}) \times (i_I'' - t_1 c_p)]$	$Q_{II} = \frac{1}{\Phi_{II}} \frac{G_{ac}}{3600} \times [(c_{вол} + u_{кр} c_p) \times (t_3 - t_2) + (u_{кр} - u_{кр}) \times (i_{II}'' - t_2 c_p)]$	—	—	$Q_{пр}, Q_I, Q_{II}$
$n_{пр} = \frac{Q_{пр}}{\bar{q}_{пр} (1 + y_{ac}) F_{ц}}$	$n_I = \frac{Q_I}{\bar{q}_I (1 + y_{ac}) F_{ц}}$	$n_{II} = \frac{Q_{II}}{\bar{q}_{II} (1 + y_{ac}) F_{ц}}$	—	—	$n_{пр}, n_I, n_{II}$

Удельная теплоемкость абсолютно сухого волокна, Дж/(кг·°C)

Удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·°C)

Количество тепла, воспринимаемое полотном и сукном, кВт

Необходимое число цилиндров по периодам сушки, шт.

Примечание. t_1 с достаточной для расчета точностью можно принять равной t_2 (95 °C).

8.2. Поверочный расчет сушильной части

Определяемая величина, единица измерения	Зависимость в периоде прогрева	В первом периоде	Во втором периоде	Зависимость для всех периодов сушки	Буквенное обозначение
Тепло балансовое по периодам сушки, кДж/кг					$q_{\text{пр}}, q_I, q_{II}$
Удельный тепловой поток, кВт/м ²	$\bar{q}_{\text{пр}} = k(\bar{t}_n - \bar{t}_{\text{пр}})$	$\bar{q}_1 = k(\bar{t}_n - \bar{t}_1)$	$\bar{q}_2 = \bar{q}_{2mT}$	$\begin{cases} \bar{t}_{\text{пр}}'' = \frac{\bar{t}_{t_0}'' + \bar{t}_{t_1}''}{2} \\ \bar{t}_I'' = \frac{\bar{t}_{t_1}'' + \bar{t}_{t_2}''}{2} \\ \bar{t}_{II}'' = \frac{\bar{t}_{t_2}'' + \bar{t}_{t_3}''}{2} \end{cases}$	$\bar{q}_{\text{пр}}, \bar{q}_I, \bar{q}_{II}$
Средняя энтальпия паров влаги по периодам сушки, кДж/кг					
Количество тепла, воспринимаемое плотном и сухом, кВт	$Q_{\text{пр}} = \frac{1}{\psi_{\text{пр}}}[(c_{\text{вол}} + u_{\text{пр}}c_p)(t_1 - t_0) + \Delta u(t_{\text{пр}} - t_0c_p)] \times \times \frac{G_{\text{ас}}}{3600} = q_{\text{пр}} \cdot \frac{G_{\text{ас}}}{3600}$	$Q_I = \frac{1}{\psi_I}[(c_{\text{вол}} + u_{\text{кр}}c_p)(t_2 - t_1) + (u_I - u_{\text{кр}})(\bar{t}_I - t_1c_p)] \frac{G_{\text{ас}}}{3600} = q_I \cdot \frac{G_{\text{ас}}}{3600}$	$Q_{II} = \frac{1}{\psi_{II}}[(c_{\text{вол}} + u_{\text{кр}}c_p)(t_3 - t_2) + (u_{\text{кр}} - u_{\text{кр}}) \times \times (\bar{t}_{II} - t_2c_p)] \frac{G_{\text{ас}}}{3600} = q_{II} \cdot \frac{G_{\text{ас}}}{3600}$		$Q_{\text{пр}}, Q_I, Q_{II}$
Необходимое число цилиндров	$n_{\text{пр}} = \frac{q_{\text{пр}} G_{\text{ас}}}{q_{\text{пр}}(1+y_{\text{ас}})F_{\text{ц}}3600}$	$n_1 = \frac{q_I G_{\text{ас}}}{q_I(1+y_{\text{ас}})F_{\text{ц}}3600}$	$n_2 = \frac{q_{II} G_{\text{ас}}}{q_{II}(1+y_{\text{ас}})F_{\text{ц}}3600}$		$n_{\text{пр}}, n_1, n_2$

Продолжение

Определяемая величина, единица измерения	Зависимость в периоде прогрева	В первом периоде	Во втором периоде	Зависимость для всех периодов сушки	Буквенное обозначение
Производительность машины по абсолютно сухой массе	—	—	—	$G_{\text{ас}} = \frac{n(1+y_{\text{ас}})F_{\text{ц}}3600}{\frac{q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}} + \frac{q_I}{q_I} + \frac{q_{II}}{q_{II}}}$	$G_{\text{ас}}$

8.3. Расчет расхода пара и КПД сушильной части

Определяемая величина, единица измерения	Зависимость в периоде прогрева	В первом периоде	Во втором периоде	Зависимость для всех периодов сушки	Буквенное обозначение
Определяются: энтальпия пара соответственно давлению в цилиндрах по периодам группы i'' (кДж/кг); энтальпия пароконденсатной смеси, выходящей из цилиндров, $i''_{\text{кнд}}$ (кДж/кг); энтальпия конденсата i' соответственно давлению в водоотделителе.					
Расход пара на группу цилиндров, кг/ч	$G_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{пр}}3600}{(i'_{p_1} - i''_{\text{кнд}})\eta_{\text{пр}}}$	$G_I' = \frac{Q_I3600}{(i'_{p_1} - i''_{\text{кнд}})\eta_I}$	$G_{II}' = \frac{Q_{II}3600}{(i'_{p_1} - i''_{\text{кнд}})\eta_{II}}$		$G_{\text{п}}^I, G_{\text{п}}^{II}, G_{\text{п}}^{\text{в}}$
Удельный расход пара на 1 кг испаряемой влаги, кг/кг	—	—	—	$G_{\text{п}}^{\text{в}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{ас}}(u_n - u_{\text{кр}})}$	$G_{\text{п}}^{\text{в}}$
Удельный расход пара на 1 кг абсолютно сухого полотна, кг/кг	—	—	—	$G_{\text{п}}^{\text{сп}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{ас}}}$	$G_{\text{п}}^{\text{сп}}$
Термический КПД сушильной части	—	—	—	$\eta_I = \frac{i'' - i'}{i'}$	η_I

Примечание. i'' — принимают по максимальному давлению в паровых группах.

сухости и толщины полотна и находится при контактной сушке бумаги в пределах 0,65—1,0 кг/кг, а при сушке картона изменяется от 1,0 до 1,35 кг/кг. Критическое влагосодержание определяется по кинетическим кривым сушки бумаги и картона. Ориентировочно $u_{кр}$ можно принять:

для газетной бумаги	0,65	для мешочной бумаги	1,0
для писче-печатной и типо- графской	0,8	для тарного картона и крафт- лайнера	1,1
для бумаги-основы для гофри- рования	0,9	для коробочного картона с целлюлозным слоем	1,2

Цель поверочного теплового расчета (табл. 8.2) — определить производительность действующих машин при заданном количестве цилиндров и принятых параметрах пара.

Расчет расхода пара и КПД сушильной части см. в табл. 8.3.

Приближенные значения коэффициентов и опытных величин даны в табл. 8.4.

При выборе расстояний между сушильными цилиндрами значительную роль играют конструктивные факторы. Между сушильными цилиндрами необходимо разместить сукно- или сетководущие валики и шабера, что препятствует их значительному сближению. Следует также учитывать возможность забивания межцилиндрового пространства бумагой при обрыве и необходимость ее удаления. Повышение длины свободного хода полотна может повлечь за собой увеличение колебаний полотна, что при больших скоростях может привести к обрывам и росту холостых ходов.

Анализ теплообменных процессов на сушильных цилиндрах диаметром 1500 и 1800 мм показывает, что такие показатели, как сьем влаги с 1 м² сушильной поверхности, остаются примерно постоянными. Однако кроме теплотехнических весьма существенную роль играют такие показатели, как металлоемкость, надежность, ремонтпригодность.

При увеличении диаметров сушильных цилиндров имеется возможность уменьшения их количества. Благодаря снижению общей длины бумагоделательной машины и количества станин сушильной части будет уменьшаться металлоемкость. При уменьшении числа сушильных цилиндров уменьшается также количество сукноведущих валов, шаберов. Существенно сокращается число элементов паропроводящей и конденсатоотводной систем. Уменьшается количество шестерен и подшипников паразитного привода. Поскольку большинство из перечисленных элементов требует постоянного наблюдения и ремонта, эксплуатация машины при переходе на цилиндры увеличенного диаметра упрощается. Применительно к машине обрезной шириной 8400 мм при переходе на цилиндры диаметром 1800 мм достигается снижение стоимости сушильной части примерно на 200 тыс. руб.

8.4. Приближенные значения коэффициентов и опытных величин для расчета сушильной части

Наименование коэффициентов	Обозначение	Ед. изм.	Ориентировочные значения по опытным и литературным данным
1. Коэффициент теплообмена при конденсации пара на внутренней поверхности цилиндра:	α_1	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$	
для тихоходных и среднеходных машин			3500—4000
для быстроходных машин			1500—2000
2. Коэффициент теплообмена на наружной поверхности цилиндра	α_2	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$	600—800
3. Коэффициент теплопроводности чугуна	$\lambda_{ст}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	47—50
4. Доля тепла, отдаваемого боковой поверхностью цилиндра воздуху	a_q		0,04—0,05
5. Доля охвата цилиндра полотном	$\varphi_{ц}$		0,6—0,66
6. То же, сукносушильного цилиндра сукном	φ_c		0,7—0,8
7. Коэффициенты использования тепла:			
в период прогрева	$\psi_{пр}$	—	1
в первом периоде	ψ_1	—	0,9—0,92
во втором периоде	ψ_2	—	0,75—0,8
8. Коэффициенты сохранения тепла:			
в период прогрева	$\eta_{пр}$	—	0,94—0,95
в первом периоде	η_1	—	0,9—0,93
во втором периоде	η_2	—	0,85
9. Коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода тепла на испарение влаги во втором периоде сушки	m_r	—	1,1—1,15
10. Среднеинтегральный коэффициент сушки во втором периоде:	\bar{z}	—	
для бумаги			0,42—0,48
для картона			0,32—0,38

Важнейшим режимным параметром процесса сушки является температура греющей поверхности, зависящая от давления пара.

В связи с тем, что интенсивность сушки резко возрастает при увеличении давления пара, в настоящее время имеется тенденция к повышению давления пара до 0,5—0,8 и даже до 1 МПа. Раньше существовало мнение, что сушка при высокой температуре поверхности цилиндров может ухудшить качество продукции, в частности снизить прочностные показатели бумаги или картона. Исследования, выполненные в Ленинградском технологическом институте целлюлозно-бумажной промышленности [19], показали, что при температуре греющей поверхности около 140 °С прочностные свойства некоторых видов бумаги улучшаются по сравнению с этими свойствами в случае сушки при температуре 100 °С.

8.2. КОМПОНОВКА ЦИЛИНДРОВ В СУШИЛЬНОЙ ЧАСТИ

Для обеспечения возможности усадки бумажного полотна в процессе сушки сушильная часть разбивается на несколько приводных групп, между которыми поддерживается определенное соотношение скоростей. Количество и состав приводных групп определяются ассортиментом вырабатываемой продукции и технологическими параметрами машины. Чем больше усадка полотна, тем меньше должно быть цилиндров в приводной группе. Наибольшую усадку имеют бумаги из массы жирного помола (конденсаторная, сигаретная и др.), наименьшую — бумаги из массы садкого помола, содержащие древесную массу (газетная, оберточная и др.).

В табл. 8.5 представлена компоновка цилиндров по приводным группам для массовых видов бумаги и картона. Здесь учтена также необходимость унификации компоновок и конструктивных исполнений сушильных групп.

Наибольшее распространение имеют сушильные части с двухрядным шахматным расположением цилиндров.

В отдельных случаях для выработки наиболее тонких видов бумаги (например, конденсаторной), в начале сушильной части цилиндры устанавливаются в один ряд для облегчения заправки влажного и непрочного полотна.

На картоноделательных машинах применяется также трехрядное расположение цилиндров, а на сушильных машинах — многорядное (5—6 рядов), что сокращает длину сушильной части. При этом, однако, усложняется обслуживание машины.

Особую компоновку имеют сушильные части машин для выработки санитарно-гигиенических видов бумаги и бумаги односторонней гладкости. Сушка этих видов бумаги осуществляется на цилиндре большого диаметра.

8.5. Компоновка цилиндров сушильной части

Вид бумаги (картона), масса, г/м ²	Количество цилиндров: сушиль- ных/холо- дильных	Количество приводных групп	Компоновка по приводным группам
Бумага газетная, 51	48/1	6	1—6—6—12—12—12
Бумага писчая № 1 и типографская № 1, 45—80	50/2	6	6—10—10—10—8—8 *
То же	46/2	5	6—10—10—10—12 **
Бумага писчая № 2 и типографская № 2, 60—70	64/2	7	6—10—10—10—10— —10—10 *
То же	54/2	6	6—10—10—10—10—10**
Бумага для гофрирования, 100—150	83/2	6	5—16—16—16—16—16
Бумага мешочная, 70—105	62/1	10	5—12—12—6—4—4— —4—4—6—6
Картон тарный, 125—200	109/2	6	11—20—20—20—20—20
Картон коробочный, 160—500	88/2	8	10—12—12—12—12— —12—10—10

* С клейным прессом.

** Без клейного пресса.

8.3. ГРУППОВОЙ ПРИВОД СУШИЛЬНЫХ ЦИЛИНДРОВ

Среди различных систем приводов сушильных цилиндров (шахматный, паразитный, червячный, гипоидный и др.) на современных бумагоделательных машинах подавляющее распространение получил так называемый встроенный паразитный привод.

Основным назначением паразитного привода группы цилиндров является приведение цилиндров в синхронное вращение.

Встроенный паразитный привод включает: зубчатые колеса, установленные на цапфах сушильных цилиндров; паразитные шестерни, осуществляющие кинематическую связь всех цилиндров приводной группы; приводную шестерню, вал которой соединен с приводом машины; корпусные детали, в которые заключены все зубчатые колеса с опорами, а также опоры приводной стороны сушильных цилиндров (корпуса встроенного паразитного привода одновременно являются станинами приводной стороны).

Требования, которым должен удовлетворять встроенный паразитный привод, следующие:

обеспечение плавного синхронного вращения группы цилиндров с заданной скоростью;

минимальные энергетические затраты на привод;

высокая надежность — безотказность, долговечность, хорошая ремонтпригодность;

удобство установки и технического обслуживания смежных узлов — сушильных цилиндров, сукно- и сетководущих валов, их подшипниковых узлов, шаберов и т. п.;

жесткость конструкции, отсутствие недопустимой вибрации; максимально возможная открытость межцилиндровых пространств, обеспечение условий получения равномерного профиля влажности по ширине полотна.

Эти требования в разной степени удовлетворяются существующими конструкциями паразитных приводов.

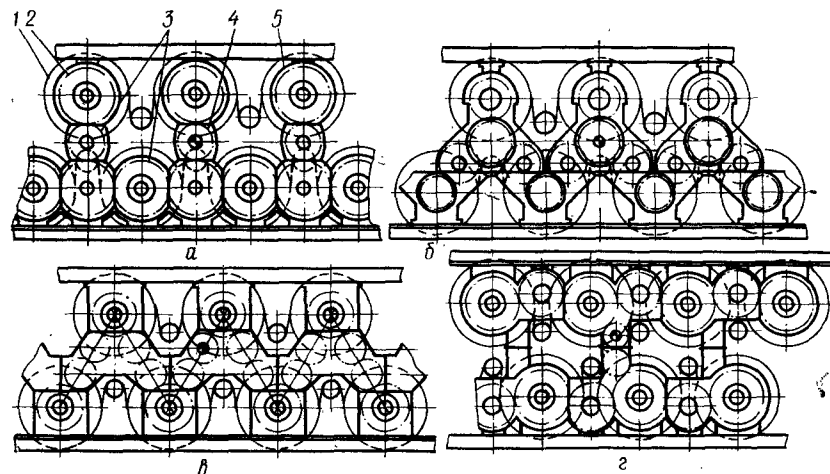


Рис. 8.3. Паразитные приводы сушильных цилиндров:

а — с прямым расположением шестерен; *б, в* — с зигзагообразным расположением шестерен; *г* — с двухрядным расположением шестерен; 1 — сушильный цилиндр; 2 — зубчатое колесо сушильного цилиндра; 3 — паразитные шестерни; 4 — приводная шестерня; 5 — корпус привода

На рис. 8.3 представлены основные разновидности паразитных приводов, классифицированные по кинематическим схемам. Кинематической схемой привода определяются его основные конструктивные и технологические свойства и характеристики. От кинематической схемы зависит общий КПД передач паразитного привода и, следовательно, энергетические затраты на привод сушильной части.

Общий КПД $\eta_{об}$ привода сушильной группы

$$\eta_{об} = \frac{n}{\frac{n_1}{\eta^1} + \frac{n_2}{\eta^2} + \dots + \frac{n_m}{\eta^m}},$$

где η^1 — КПД одного зацепления; n — количество сушильных цилиндров в группе; n_1, n_2, \dots, n_m — количество сушильных цилиндров, к которым мощность передается соответственно через 1, 2, ..., m зацеплений.

Общий КПД паразитного привода группы из 18 цилиндров по схемам *а, б, в, г* имеет следующие значения (КПД одного зацепления принят равным 0,98):

Схема (см. рис. 8.3)	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
Общий КПД	0,877	0,822	0,752	0,885

При мощности привода сушильной части 1000 кВт (такова, например, потребляемая мощность привода сушильной части картоноделательной машины с обрезной шириной полотна 4200 мм) годовой расход электроэнергии составляет 36 000 ГДж, следовательно, при схеме *г* можно получить годовую экономию электроэнергии на одной машине около 5000 ГДж по сравнению со схемой *в*.

Кинематическая схема определяет также общее количество деталей паразитного привода. Так, для рассмотренной группы из 18 сушильных цилиндров количество зубчатых колес составляет: по схеме *а* — 36 шт., *б* — 44, *в* — 52, *г* — 36 шт.

Кинематической схемой определяется и распределение по зубчатым зацеплениям мощности, передаваемой на привод сушильной группы. Так, по схеме *а* при наиболее выгодном, центральном расположении приводной шестерни в месте ее установки происходит раздвоение передаваемой мощности, при этом наиболее нагруженной является нижняя кинематическая цепь (зубчатые колеса нижних цилиндров и паразитные шестерни между ними), участвующая в передаче крутящего момента для привода нижних и верхних сушильных цилиндров.

По схеме *б* также происходит раздвоение передаваемой мощности, при этом разгружены только зубчатые колеса верхних сушильных цилиндров, все остальные промежуточные шестерни и зубчатые колеса нижних цилиндров передают крутящий момент для привода нижних и верхних цилиндров.

По схеме *в* все зубчатые зацепления образуют единую кинематическую цепь и передают крутящий момент для привода нижних и верхних сушильных цилиндров.

При схеме *г* имеются две самостоятельные кинематические цепи — верхняя и нижняя, в каждой из которых в свою очередь происходит раздвоение мощности, передаваемой на привод одного ряда цилиндров. Нагрузки, передаваемые зубчатыми зацеплениями, в этом случае значительно ниже, что при тех же параметрах увеличивает долговечность зубчатых колес и их подшипниковых опор (А. с. 360429 [СССР]).

Кинематическая схема паразитного привода определяет конфигурацию корпусов, в которые встроены зубчатые колеса, что влияет на удобство установки и технического обслуживания узлов сушильной части, размеры открытой площади межцилиндровых пространств, жесткость системы корпусов.

В паразитном приводе типа *а* корпуса образуют жесткую систему, но межцилиндровые пространства при этом в значитель-

ной степени закрыты, что затрудняет вентиляцию «пазух». Весьма усложнена установка в межцилиндровых пространствах сукноведущих валов нижних сукон, они не могут быть унифицированы с остальными сукноведущими валами, подшипниковый узел приводной стороны такого вала полностью закрыт корпусом паразитного привода, что вынуждает снимать вал для ревизии или смены подшипника. Другой недостаток этого привода — наличие вертикальных разъемов корпусов, что усложняет уплотнение и увеличивает опасность течи масла.

Привод типа б обеспечивает более свободный проход воздуха для вентиляции. Корпуса не имеют вертикальных разъемов. Однако недостаток предыдущей схемы в отношении установки и обслуживания сукноведущего вала здесь также имеет место. Этого недостатка лишен привод типа в. Количество вертикальных стыков здесь минимальное. Условия для прохода вентиляционного воздуха примерно такие же, как и в случае привода типа б. Однако этот привод содержит наибольшее количество элементов — шестерен, валов, подшипников и т. д. и имеет минимальный КПД.

В приводе типа г межцилиндровые пространства открытые, условия установки сукноведущего вала благоприятные. Но корпуса имеют вертикальные разъемы.

Зубчатые передачи паразитных приводов подавляющего большинства бумагоделательных машин работают при умеренных нагрузках и средних скоростях. Однако при этом имеется определенная специфика работы таких передач: передачи служат для вращения цилиндров, транспортирующих бумажное полотно, обладающее весьма малой прочностью и склонностью к обрывам на участках свободного хода — между цилиндрами; наличие длинных кинематических цепей; большие пусковые моменты; высокая рабочая температура, возможность температурных деформаций корпусных деталей; наличие между сушильными цилиндрами одной группы двойной кинематической связи — зубчатыми передачами и охватывающими цилиндры сукнами. Это предъявляет определенные требования к параметрам точности передач паразитных приводов. Оптимальными для этих передач считаются нормы кинематической точности, плавности и контакта зубьев по 7-й степени точности и нормы бокового зазора А по ГОСТ 1643—72.

Несущая способность зубчатых передач паразитных приводов лимитируется в большинстве случаев выносливостью рабочих поверхностей зубьев, а не изгибной прочностью. Наибольшая надежность и несущая способность передач достигается при использовании зубчатых колес из термообработанных сталей или высокопрочного чугуна с перлитной структурой.

Для широких и скоростных бумагоделательных машин шестерни термообрабатываются до твердости не ниже 240—260 НВ.

8.4. СТАНИНЫ

Станины являются основаниями для установки узлов сушильной части. Основными требованиями, предъявляемыми к станинам, являются: удобство и безопасность обслуживания машины при ведении технологического процесса (заправка по-

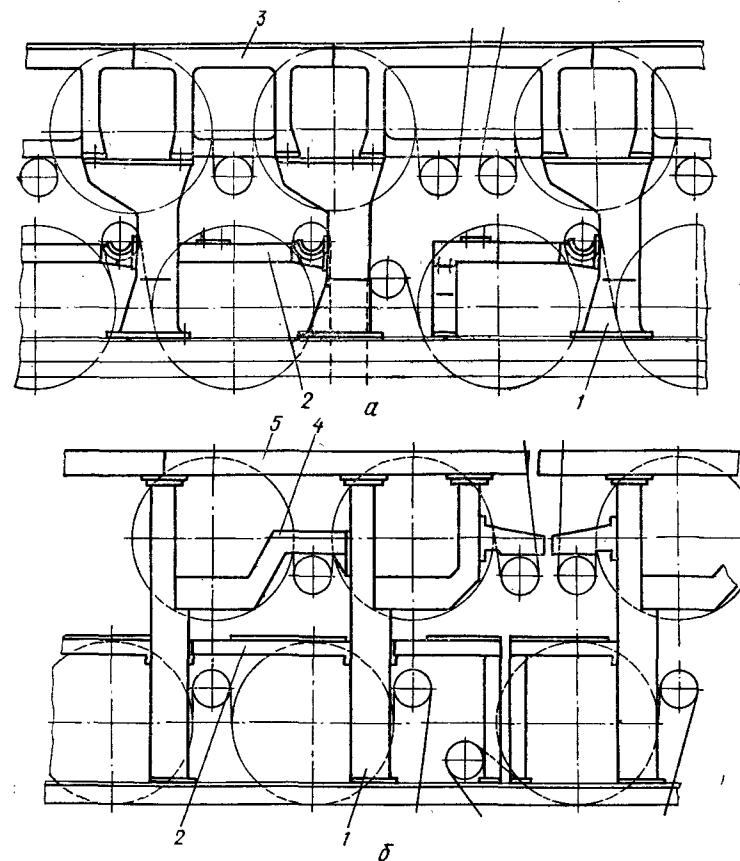


Рис. 8.4. Станины сушильной части:

а — Г-образные; б — прямые; 1 — станина; 2 — балка; 3 — станина верхняя; 4 — балка коленчатая; 5 — балка верхняя

лотна, уборка брака и т. п.); удобство проведения монтажно-демонтажных работ и технологического обслуживания узлов сушильной части — сушильных цилиндров, сукно- и сетководящих валов, шаберов и т. д.; жесткость конструкции, отсутствие недопустимой вибрации.

Основные станины (нижний ряд) выполняются литыми, чугунными коробчатого сечения. Наиболее распространенные конструкции представлены на рис. 8.4.

Станины типа *б* обеспечивают лучшие эксплуатационные условия и удобство проведения монтажно-демонтажных работ, чем станины типа *а*. Жесткость станин в обоих случаях достаточная.

Верхние прогоны, а также балки подвальной части выполняются сварными из профильного проката и также имеют коробчатое сечение. Станины лицевой и приводной сторон соединяются поперечными связями.

8.5. СУШИЛЬНЫЕ, СУКНОСУШИЛЬНЫЕ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРЫ

Сушильные, сукносушильные и холодильные цилиндры — основные узлы сушильной части машины. Сушильные и сукносушильные цилиндры предназначены для контактной сушки полотна бумаги (картона) и сукон, а холодильные цилиндры — для охлаждения и увлажнения бумажного (картонного) полотна перед его каландрированием и намоткой.

Сушильные цилиндры определяют интенсивность процесса сушки и качество высушиваемого на них полотна. К ним предъявляются следующие основные требования: минимальное термическое сопротивление, механическая прочность, гладкость и износостойкость поверхности, минимальные отклонения от номинальных размеров и правильность геометрической формы бочки, динамическая уравновешенность, удобство технического обслуживания в процессе эксплуатации.

Рабочие поверхности некоторых сушильных цилиндров, например устанавливаемых после клеильных прессов и других устройств для нанесения на бумагу покрытий, должны, кроме того, обладать повышенными антикоррозионными и антиадгезионными свойствами.

8.6. Нормы точности на изготовление сушильных, сукносушильных, холодильных цилиндров

Наименование параметров точности	Допускаемые значения	
	для сушильных и холодильных цилиндров	для сукносушильных цилиндров
Отклонение от номинального размера диаметра бочки, мм	$\pm 0,4$	$\pm 0,8$
Некруглость бочки, мм	0,05	0,05
Нецилиндричность бочки, мм:		
для машин с обрезной шириной до 4200 мм	0,05 : 1000	0,05 : 1000
для машин с обрезной шириной свыше 4200 мм	0,02 : 1000	0,03 : 1000
Радиальное биение бочки относительно опорных шеек, мм	0,15	0,15
Шероховатость поверхности бочки R_a , мкм	0,32	1,25

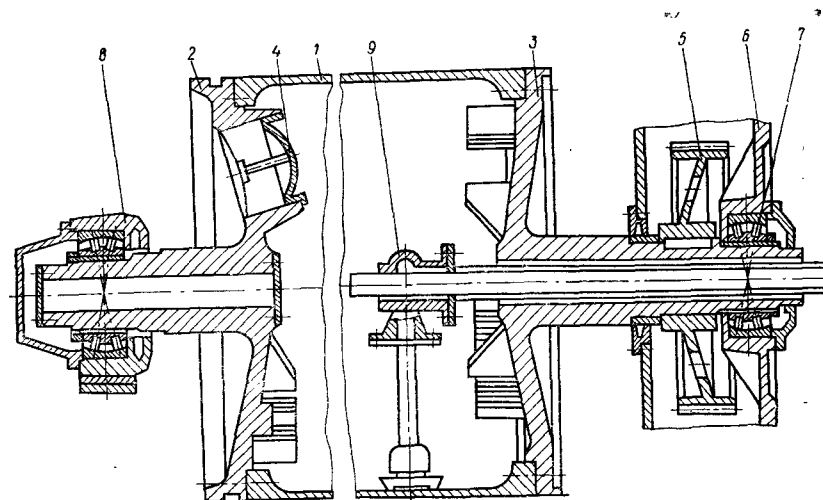


Рис. 8.5. Сушильный цилиндр:

1 — корпус цилиндра; 2 — крышка лицевой стороны; 3 — крышка приводной стороны; 4 — крышка люка; 5 — зубчатое колесо; 6 — корпус паразитного привода; 7 — подшипник; 8 — опора лицевой стороны; 9 — конденсатоотводное устройство

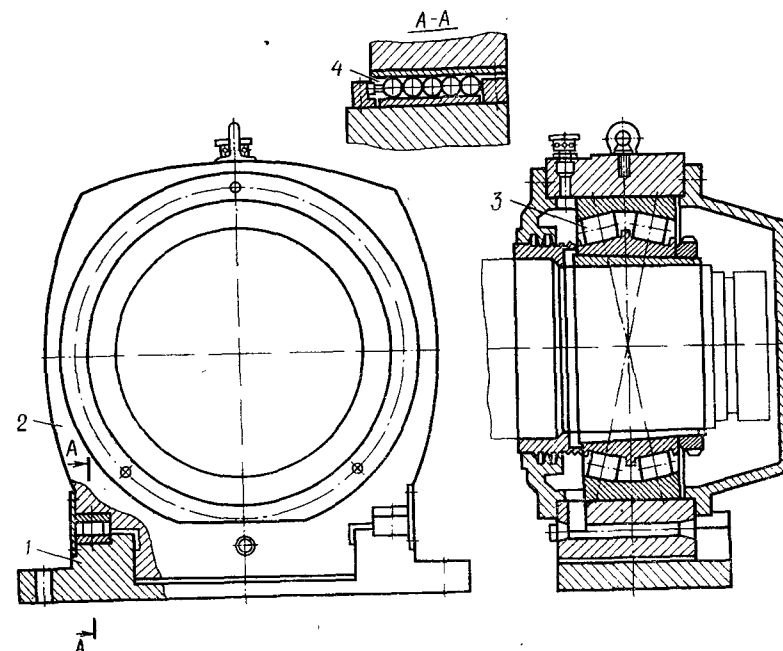


Рис. 8.6. Установка опоры сушильного цилиндра на катках:

1 — основание; 2 — корпус; 3 — подшипник; 4 — катки (ролики)

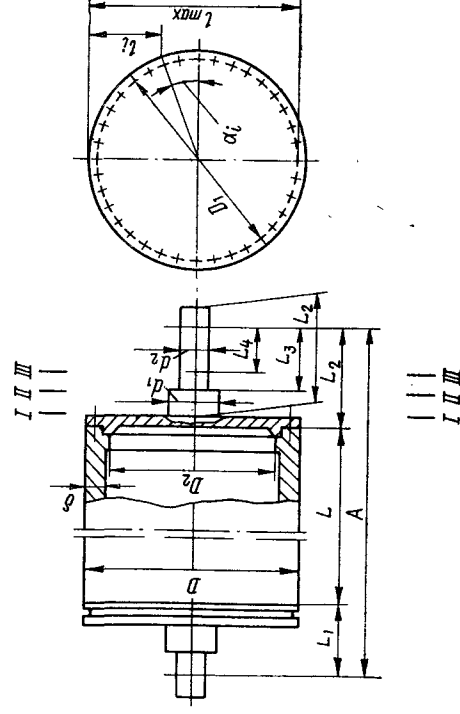


Рис. 8.7. Схема сушильного цилиндра (к табл. 8.7)

Наименование параметров	Обозначение	Единица измерения	Формула	Примечание
-------------------------	-------------	-------------------	---------	------------

Исходные данные

Скорость машины	v	м/мин		
Давление пара	p	МПа		
Общий вес цилиндра	G	Н		
Натяжение сукна или сетки	S	Н/м		Для сукна $S = 2,5 \cdot 10^3$ Н/м; для сетки $S = 3,5 \cdot 10^3$ Н/м

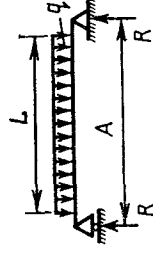
Силовые факторы

Нагрузка от веса цилиндра	$q_{ц}$	Н/м	$q_{ц} = \frac{G}{L}$	
Нагрузка от натяжении сукна или сетки	$q_{н}$	Н/м	$q_{н} = 2S$	
Нагрузка от веса конденсата	$q_{к}$	Н/м	$q_{к} = 0,5 \frac{\pi}{4} (D - 2\delta)^2 \gamma$	$\gamma = 9,81 \cdot 10^3$ Н/м ³ — удельный вес воды
Суммарная нагрузка, распределенная по длине бочки цилиндра	q	Н/м	$q = q_{ц} + q_{н} + q_{к}$	Расчет ведется для наиболее нагруженного цилиндра — верхнего, для которого нагрузки от веса и натяжения сукна совпадают по направлению
Реакция в опорах	R	Н	$R \cong \frac{qL}{2}$	

Расчет корпуса цилиндра

Наибольший изгибающий момент	M	Н·м	$M = R \frac{A}{2} - \frac{qL^2}{8}$	
------------------------------	-----	-----	--------------------------------------	--

Расчетная схема



Наибольшее напряжение изгиба	$\sigma_{н}$	МПа	$\sigma_{н} = \frac{M}{W}$	$W = 0,1D^3 \left[1 - \left(1 - \frac{2\delta}{D} \right)^4 \right] - \text{момент сопротивления, см}^3$
Напряжение по окружности, создаваемое давлением	σ_{ϕ_1}	МПа	$\sigma_{\phi_1} = \frac{p(D - 2\delta)}{2\delta}$	
Напряжение по окружности, создаваемое центробежной силой	σ_{ϕ_2}	МПа	$\sigma_{\phi_2} = \rho v^2 \frac{1}{3600}$	$\rho = 7,2 \cdot 10^3$ кг/м ³ — плотность материала корпуса
Общее напряжение по окружности цилиндра	σ_{ϕ}	МПа	$\sigma_{\phi} = \sigma_{\phi_1} + \sigma_{\phi_2}$	

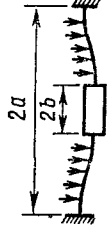
Наименование параметров	Обозначение	Единица измерения	Формула	Примечание
Осевое напряжение в корпусе, создаваемое давлением	σ_{zp}	МПа	$\sigma_{zp} = \frac{p(D-2\delta)^2}{4(D-\delta)\delta}$	Принимаем расчетным напряжением большее из σ_ϕ и σ_z [n] = 7 — для отоженных отливок; [n] = 9 — для неотожженных отливок [48]
Наибольшее суммарное осевое напряжение в корпусе	σ_z	МПа	$\sigma_z = \sigma_n + \sigma_{zp}$	
Расчетное напряжение	$\sigma_{расч}$	МПа		
Запас прочности	n		$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{расч}}$	

Расчет крышки цилиндра

(для упрощения расчета крышка рассматривается как заземленная пластина)

Наибольшее напряжение в крышке от давления пара в цилиндре

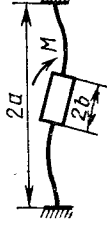
$$\sigma_p = \frac{3p}{4\delta_1} \times [(a^2 + b^2) - \frac{4a^2b^2}{a^2 + b^2} \ln\left(\frac{a}{b}\right)] [80]$$



a — радиус крышки по окружности болтов;
 b — радиус крышки в месте перехода цапфы на тарель;
 δ_1 — толщина крышки

Наибольшее напряжение в крышке от изгибающего момента

$$\sigma_M = \frac{3M}{4\pi\delta_1^2 b} \left[1 + \frac{m+1}{m} \times \ln \frac{2(0,45a-b)}{0,45ka} \right] [80]$$



$m = \frac{1}{\mu}$ — величина, обратная коэффициенту Пуассона;

$$k = \frac{0,1a^2}{(b+0,28a)^2} [80]$$

$$M = RL_2$$

[n] = 7 для машин с обрезной шириной до 4200 мм, [n] = 9 для машин с обрезной шириной свыше 4200 мм

Расчет цапф аналогичен расчету цапф трубчатых валов

Приближение схемы нагружения вносит погрешность расчета $\pm 20\%$

Расчет болтов

Площадь поперечного сечения	F_6	см ²	$F_6 = \frac{\pi d_6^2}{4}$
Расстояние от оси болтов до верхней кромки цилиндра	l_i	см	$l_i = \frac{1}{2}(D - D_1 \sin \alpha_i)$
Расстояние от оси наиболее нагруженного болта до верхней кромки цилиндра	l	см	$l = \frac{1}{2}(D + D_1)$
Усилие растяжения наиболее нагруженного болта от момента M_1	Q_M	Н	$Q_M = \frac{M_1 l}{\sum l_i^2}$
Усилие растяжения болта от давления p	Q_p	Н	$Q_p = \frac{\pi D_2^2 p}{4z}$

$$\alpha_i = -90^\circ$$

Наименование параметров	Обозначение	Единица измерения	Формула	Примечание
Суммарное растягивающее усилие, действующее на наиболее нагруженный болт	Q	Н	$Q = Q_M + Q_D$	
Амплитуда переменных напряжений	σ_a	МПа	$\sigma_a = \frac{\chi Q_M \cdot 10^{-2}}{2F_6}$	$\chi = 0,2 \div 0,3$ — коэффициент осевой нагрузки [70, с. 48]
Наибольшее напряжение	σ_{\max}	МПа	$\sigma_{\max} = \left[\frac{k_{\text{ст}}(1-\chi)Q}{F_6} \right] \times \times 1,3 + \frac{\chi Q_M}{F_6} \cdot 10^{-2}$	$k_{\text{ст}} = 2,5 \div 4$ — коэффициент запаса против раскрытия стыка [70, с. 48]
Предел выносливости болта	σ_{-1k}	МПа		$\sigma_{-1k} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma}$, где k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений [56, с. 100]
Запас прочности по амплитуде	n_a	—	$n_a = \frac{\sigma_{-1k}}{\sigma_a}$	Условие прочности по амплитуде $n_a \geq [n_a] = 2,5 \div 4$ [70, с. 50]
Запас прочности по максимальным напряжениям	n		$n = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\max}}$	Условие прочности $n \geq [n] = 1,25 \div 2,5$ [70, с. 51]

Высокими антикоррозионными свойствами должны обладать холодильные цилиндры.

Отечественное бумагоделательное машиностроение изготавливает цилиндры, рассчитанные на максимальное рабочее давление пара до 0,8 МПа. Характеристика норм точности на изготовление цилиндров представлена в табл. 8.6.

Конструкция сушильного цилиндра показана на рис. 8.5. Наибольшее применение имеют цилиндры диаметром 1500 мм. Основными частями цилиндра являются корпус и соединенные с ним болтами торцовые крышки с цапфами. Корпус и крышки отливаются из серого или высокопрочного чугуна. В крышке лицевой стороны имеется герметично закрытый люк овальной формы с размерами 325×400 мм, достаточными для проникновения в цилиндр человека для проведения монтажа или ремонта конденсатоотводного устройства и внутреннего осмотра цилиндра. При больших нагрузках на широких бумагоделательных машинах цапфы цилиндра выполняются из стали или из более прочных марок чугуна и соединяются с крышками болтами. Формы крышек цилиндров имеют несколько разновидностей, наиболее распространены торообразные и сферические вогнутые и выпуклые.

На крышке лицевой стороны цилиндра имеется канавка для заправочных канатиков. На цапфу приводной стороны устанавливается зубчатое колесо паразитного привода.

Внутренняя полость цилиндра растачивается, а наружная поверхность шлифуется. Цилиндр динамически балансируется и подвергается гидравлическому испытанию на давление, в 1,5 раза превышающее рабочее.

В опорах цилиндров устанавливают роликоподшипники. Они работают в условиях повышенной температуры (до 150—170 °С) вследствие нагрева от цапф, через которые проходит пар. Температурная деформация внутреннего кольца подшипника, сидящего на цапфе, значительно больше, чем наружного. Радиальный зазор в подшипнике при нагреве сушильных цилиндров существенно уменьшается. Для того чтобы не происходило полной выборки радиального зазора и защемления тел качения, подшипники сушильных цилиндров должны иметь повышенные начальные радиальные зазоры по III или IV группе в зависимости от температурного режима. В подшипниковых узлах, работающих при температуре более 120 °С, должны устанавливаться подшипники, прошедшие специальную термообработку, — температурный отпуск для стабилизации размеров. В противном случае при высокой рабочей температуре вследствие структурных превращений в металле возникают остаточные деформации внутренних колец подшипников, приводящие к ослаблению натяга в сопряжении подшипника с цапфой и уменьшению остаточного радиального зазора в подшипнике (иногда до нулевого значения).

Подшипники сушильных цилиндров подключаются к системе циркуляционной смазки.

Для компенсации температурных расширений сушильного цилиндра одна из опор (лицевая) делается «плавающей». На узких машинах это достигается перемещением в корпусе подшипника с незакрепленным наружным кольцом. На более широких машинах, где осевое усилие от силы трения становится значительным, применяют подшипники с цилиндрическими роликами и безбортовым наружным (или внутренним) кольцом или устанавливают корпус подшипника на призмах или катках (рис. 8.6).

Методика расчета основных элементов цилиндра представлена в табл. 8.7.

8.6. СУШИЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРЫ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА (ЛОЩИЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРЫ)

Сушильные (лощильные) цилиндры большого диаметра применяются на бумагоделательных машинах для выработки бумаги односторонней гладкости, на самосъемочных машинах, вырабатывающих тонкие санитарно-гигиенические виды бумаги, и на картоноделательных машинах, вырабатывающих высококачественный картон с высокой односторонней гладкостью, например хром-эрзац.

Лощильный цилиндр обеспечивает высокую гладкость поверхности бумаги, соприкасающейся с ним, и высокий съем воды при сушке.

Лощильные цилиндры (в зависимости от производительности машины) имеют диаметр от 3 до 6 м, стандартными диаметрами являются 3600; 4250; 6000 мм. Обычно лощильные цилиндры применяются для машин с обрезной шириной полотна до 4200 мм.

Конструкция лощильного цилиндра показана на рис. 8.8. Цилиндр состоит из корпуса, торцовых крышек и центрального полого вала с цапфами. Крышки соединены с корпусом и валом болтами. В обеих крышках, а также в центральном полом вала имеются люки, необходимые для проведения монтажных работ и внутреннего осмотра. Корпус цилиндра отливается из чугуна с высокими прочностными характеристиками и высокой теплопроводностью. Внутренняя поверхность цилиндра выполняется с кольцевыми ребрами, чем достигается увеличение эффективной поверхности нагрева, а также ликвидация сплошной конденсатной пленки на внутренней поверхности цилиндра и улучшение конденсатоотвода. Конденсат в этом случае отводится через сифонные трубки, входящие в канавки между ребрами. Производительность сушки на цилиндре с внутренней ребристой поверхностью на 15—20 % выше, чем на гладкостенном цилиндре.

Наружная поверхность цилиндра шлифуется и полируется. Окончательная обработка цилиндра производится при подаче в него пара, бомбировка цилиндра проводится с учетом того, что в процессе эксплуатации его поверхность, находящаяся в контакте с полотном, охлаждается им, а участки, примыкающие к крышкам, имеют более высокую температуру. Пар в лощильный цилиндр подается через цапфу лицевой стороны и

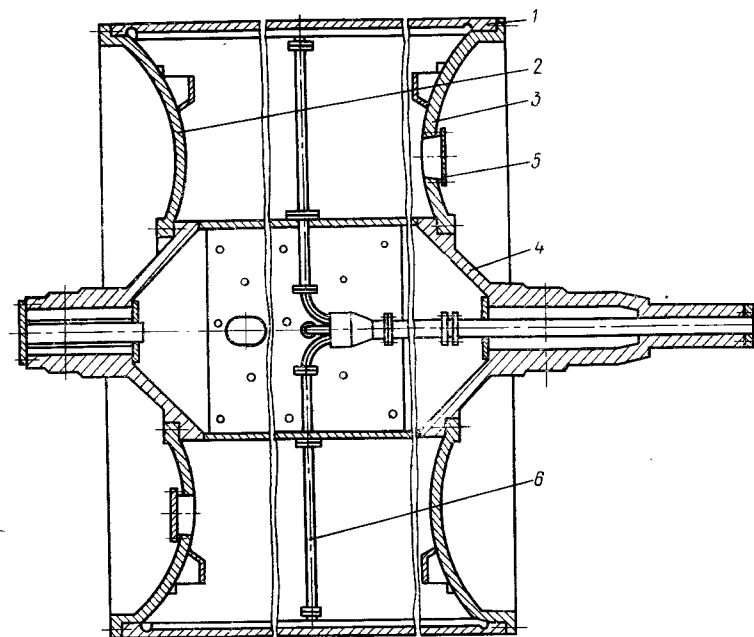


Рис. 8.8. Лощильный цилиндр:

1 — корпус цилиндра; 2 — крышка лицевой стороны; 3 — крышка приводной стороны; 4 — центральный вал; 5 — крышка люка; 6 — конденсатоотводное устройство

отверстия в центральном полом вала. Конденсат отводится через сифонные трубки, сборные коллекторы, установленные вдоль образующих цилиндра, и радиальные сифонные трубки — в центральную трубку, проходящую через цапфу приводной стороны.

Цилиндр подвергается статической балансировке.

8.7. ПАРОВЫЕ ГОЛОВКИ И КОНДЕНСАТООТВОДНЫЕ УСТРОЙСТВА СУШИЛЬНЫХ ЦИЛИНДРОВ

Подводится пар в сушильные цилиндры и отводится конденсат из них обычно с приводной стороны с помощью паровых головок и конденсатоотводных устройств. Конструкция их в значительной степени зависит от скорости машины, давления пара

и способа отвода конденсата. При передаче тепла от греющего пара к поверхности цилиндров пар конденсируется. На тихоходных машинах конденсат собирается в нижней части цилиндров, а на быстроходных — образует замкнутое кольцо [78]. Конденсатное кольцо уменьшает общий коэффициент теплопередачи от пара к бумажному полотну на 30—50 %, а наличие конденсата в нижней части цилиндров приводит к перерасходу мощности привода и динамическим нагрузкам на привод.

Конструктивные особенности устройств пароснабжения и конденсатоудаления в значительной мере зависят от частоты вращения, давления пара и габаритных размеров сушильного цилиндра. Применяются три способа отвода конденсата из сушильных цилиндров: неподвижным сифоном, вращающимся сифоном и черпаком. Паровые головки с неподвижными и вращающимися сифонами устанавливаются на машинах, работающих на скоростях более 250 м/мин, когда образуется замкнутое конденсатное кольцо в цилиндре, а с черпаками — на машинах до 250 м/мин (при диаметре цилиндров 1,5 м).

Важным условием устойчивого удаления конденсата при минимальной толщине конденсатного кольца является надежное крепление наконечника сифона в непосредственной близости от внутренней поверхности сушильного цилиндра. Конструктивно это условие выполняется проще для головок с вращающимся сифоном, где наконечник последнего непосредственно опирается на стенку сушильного цилиндра, а конденсатоотводная труба крепится в цапфе. В этом случае на паровую головку не передаются механические нагрузки от веса сифонов и от динамического напора вращающегося конденсатного кольца, что упрощает и облегчает конструкцию головки. В то же время в конденсатоотводящих системах с вращающимися сифонами для обеспечения устойчивости процесса конденсатоудаления необходимо поддерживать более высокие перепады давления между паровой и конденсатной линиями, а также между группами сушильных цилиндров для преодоления центробежных сил жидкости либо пропускать повышенное количество пара через сифоны для удаления конденсата в виде взвешенных капель. Паровые головки с неподвижными сифонами имеют более сложную конструкцию, так как конденсатоотводная труба и сифон крепятся консольно в паровой головке, причем конструкция должна обладать необходимой прочностью и жесткостью для обеспечения оптимального зазора между внутренней поверхностью цилиндра и наконечником сифона. Поскольку на скоростных машинах с неподвижными сифонами удалению конденсата способствует скоростной напор вращающегося кольца, обеспечиваются стабильность процесса конденсатоудаления и экономия острого пара.

Основные требования, предъявляемые к паровым головкам и конденсатоотводным устройствам: обеспечение подвода пара

в соответствии с заданным технологическим режимом; устойчивый отвод конденсата при изменяющихся технологических параметрах (скорости машины, расхода и давления пара в цилиндре); обеспечение минимального остаточного слоя конденсата в сушильном цилиндре; прочность, надежность и технологичность конструкции; удобство монтажа и демонтажа.

8.7.1. Паровая головка с неподвижным сифоном

В паровых головках с неподвижным сифоном (рис. 8.9) конденсатоотводная (наружная) и паровая (внутренняя) трубы закрепляются консольно в корпусе головки. Корпус головки крепится на кронштейне к станинам. Плоское графитовое кольцо, являющееся границей раздела неподвижной и вращающейся частей головки, поджимается фланцем к вращающемуся стакану, закрепленному на цапфе цилиндра. Фланец, свободно сидящий на направляющих стержнях, прижимается пружинами и сифоном. Сифон предназначен для компенсации износа уплотнительного кольца и восприятия допустимого торцевого биения стакана. Уплотнение в паре трения создается за счет силы давления рабочей среды и усилия пружин.

Практика эксплуатации паровых головок с неподвижным сифоном показала, что минимальный зазор между наконечником сифона и внутренней поверхностью цилиндра не должен быть меньше 5—8 мм. Этот зазор необходим как для компенсации температурных удлинений, так и для компенсации погрешности изготовления (несоосность внутренней поверхности и цапф цилиндра), прогиба конденсатоотводной трубы в процессе эксплуатации и погрешности монтажа и демонтажа. Последняя возникает, например, при замене графитового кольца, из-за неточности установки конденсатоотводной трубы в корпусе головки и корпуса в кронштейне. Наличие зазора под сифоном обуславливает соответствующую толщину конденсатного кольца, что резко снижает термический КПД сушильных цилиндров.

Отличительная особенность рассматриваемой конструкции — высокая жесткость и прочность закрепления консольной части устройства конденсатоудаления, а также удобство монтажа и демонтажа головки. Достигается это тем, что конденсатоотводная труба, к которой крепится неподвижный сифон, по отношению к паровой является наружной, имеет большую толщину стенки и с корпусом соединяется по конусу. Наличие конусной посадки обеспечивает также более точную установку сифона при замене графитового кольца.

Рассмотренная паровая головка предназначена для работы с двумя типами сифонов. В первом варианте сифон выполнен с жестким изогнутым наконечником (рис. 8.9, Б), расположение которого позволяет использовать и кинетическую энергию вращающегося конденсатного кольца, и энергию эжекции пара

в случае, когда кольцо не перекрывает полностью приемную щель. Принципиальное отличие второго варианта сифона заключается в наличии плавающего насадка (рис. 8.9, А), заключенного в стакан сифона и скользящего своей поверхностью по

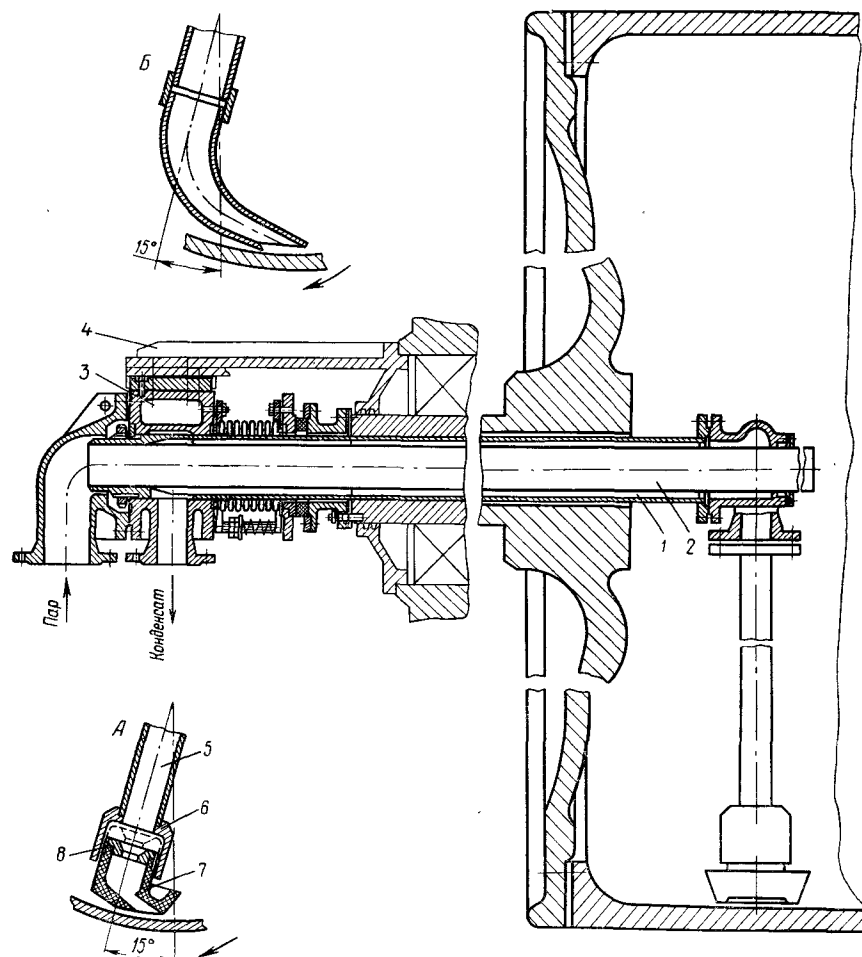


Рис. 8.9. Паровая головка с неподвижным сифоном, с плоским графитовым кольцом:

А — с плавающим насадком сифона; Б — с неподвижным наконечником сифона; 1 — конденсатоотводная труба; 2 — пароподводящая труба; 3 — корпус; 4 — кронштейн; 5 — труба; 6 — стакан; 7 — плавающий насадок; 8 — направляющая шпонка

конденсатной пленке, образующейся на внутренней поверхности цилиндра [А. с. 370316 (СССР)].

Насадок выполнен из фторопласта, обладающего высокой температуростойкостью и антифрикционными свойствами. В кон-

струкции днища насадка и его внутренней части предусмотрено использование гидродинамических подъемных сил жидкости. Приемное конденсатное отверстие расположено таким образом, чтобы обеспечивалась максимальная возможность использования скоростного и статического напора вращающегося кольца конденсата, а также энергии эжектирующего пара.

Насадок может быть изготовлен способом прессования или механической обработкой на металлорежущих станках. Для ограничения нижнего положения насадка в стакане расположены стопорные винты, установленные таким образом, чтобы при нахождении насадка в крайнем нижнем положении зазор под ним не превышал 0,5 мм. При стабильной работе бумагоделательной машины и постоянной интенсивности конденсатообразования в сушильных цилиндрах плавающий насадок скользит своей торцевой поверхностью по конденсатной пленке.

В случае интенсивного конденсатообразования по технологическим или иным причинам толщина конденсатного кольца начинает возрастать, насадок всплывает и увеличивается зазор между внутренней поверхностью цилиндра и насадком, а следовательно, и расход конденсата через сифон.

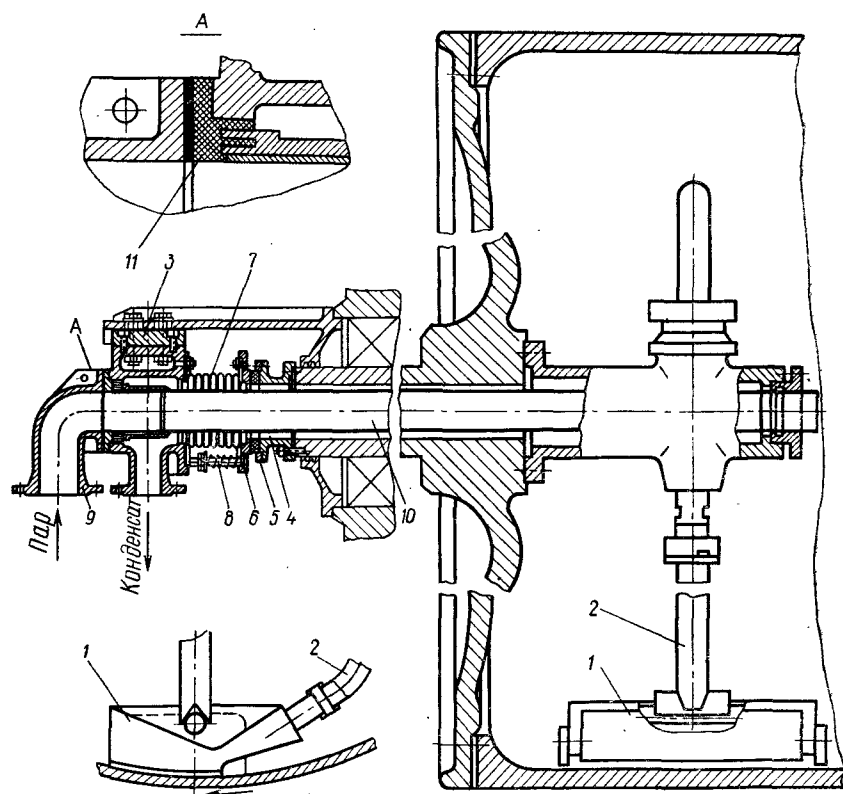
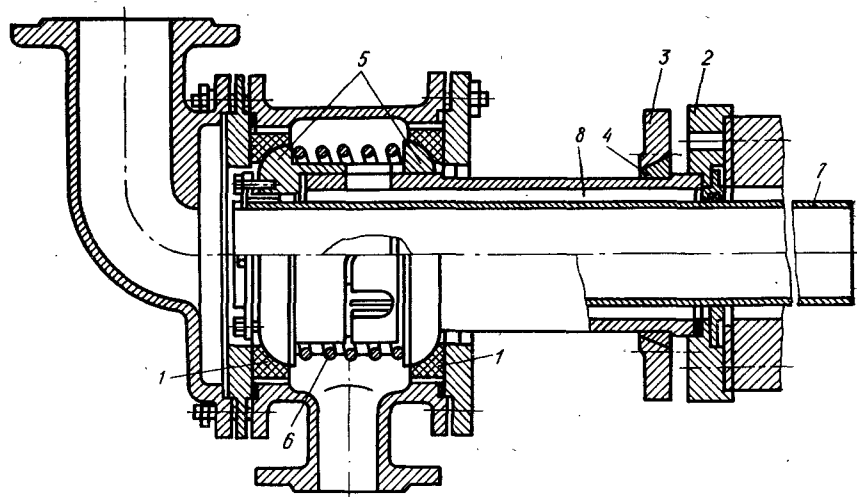
При работе сифона с плавающим насадком минимальная толщина конденсатного кольца достигается при значительно меньшем количестве пролетного пара и составляет всего 0,5—0,8 мм.

8.7.2. Паровые головки с вращающимся сифоном и черпаком

Наибольшее распространение получила конструкция паровой головки с вращающимся сифоном (рис. 8.10). Головка включает вращающуюся и неподвижную части, контактирующие через сферические графитовые кольца.

Пар из корпуса паровой головки через паровпускную трубу поступает в сушильный цилиндр, а конденсат уходит из цилиндра по вращающейся конденсатоотводной трубе. Наличие сферических поверхностей трения, а также зазоров по радиусу между уплотнительными кольцами и корпусом позволяет значительные перекосы осей между неподвижной и вращающейся частью головки, что существенно облегчает ее монтаж и обеспечивает надежность в эксплуатации. К преимуществам головки следует отнести также ее ремонтпригодность. В случае выхода из строя сальникового уплотнения или графитовых колец не требуется разборка головки, она заменяется целиком (блоком), что сокращает время простоя и снижает трудозатраты на ремонт.

К недостаткам конструкции следует отнести отсутствие возможности визуального контроля за работой уплотнений, а также технологическую сложность выполнения сферических поверхностей с высокой степенью точности.



С целью уменьшения в магистралях перепадов давления, необходимых для преодоления центробежных сил жидкости в сифонах, рекомендуются режимы работы с пропуском через сифон до 20 % пролетного пара.

Для сушильных цилиндров тихоходных бумаго- и картоноделательных машин, в которых конденсатное кольцо не образуется, ЦНИИбуммашем разработана конструкция паровой головки ГПВ (рис. 8.11) для работы в паре с черпаком-сифоном [А. с. 214308 (СССР)]. Торцовое уплотнение между цапфой и корпусом паровой головки аналогично по конструкции уплотнению в паровой головке с неподвижным сифоном. Уплотнение, разделяющее паровую и конденсатную полости, выполнено в виде лабиринтно-щелевого. Экспериментальные и промышленные испытания головки на тихоходных машинах подтвердили ее надежность в работе и высокие эксплуатационные показатели.

Черпак-сифон состоит из черпака с развитой заборной частью и дросселирующей перегородкой и сифонной трубки. Черпак заполняется конденсатом, который удаляется под действием сил тяжести и перепада давления между конденсатной и паровой линиями. Благодаря наличию гидравлического затвора, образованного дросселирующей перегородкой, пролет острого пара ограничен.

В принятой отраслевым стандартом конструкции черпака-сифона (рис. 8.11) сифонная труба имеет форму спирали Архимеда, плоскость которой перпендикулярна оси цилиндра. Такая форма конденсатной трубы обуславливает равномерную скорость течения конденсата в ней и исключение гидравлических ударов при вращении цилиндра.

8.8. ЦИРКУЛЯЦИОННАЯ СМАЗКА СУШИЛЬНОЙ ЧАСТИ

Назначение смазки состоит в снижении потерь на трение, уменьшении износа контактирующих поверхностей и удалении продуктов износа. С помощью смазки осуществляется также охлаждение деталей и предохранение их от коррозии. Слой смазки, разделяющий поверхности контакта, кроме того, демпфирует динамические нагрузки, что способствует снижению уровня шума и вибраций.

Рис. 8.10. Паровая головка с вращающимся сифоном, с двумя сферическими графитовыми кольцами:

1 — графитовые кольца; 2 — стакан; 3 — фланец; 4 — конусные полукольца; 5 — сферические втулки; 6 — пружина; 7 — паровпускная труба; 8 — конденсатоотводная труба

Рис. 8.11. Паровая головка с лабиринтным уплотнением:

1 — черпак; 2 — сифонная труба; 3 — корпус; 4 — стакан; 5 — графитовое кольцо; 6 — прижимной фланец; 7 — сифон; 8 — направляющая шпилька; 9 — патрубок; 10 — паровпускная труба; 11 — лабиринтное кольцо

В условиях высоких рабочих температур в сушильных частях бумагоделательных машин применяется централизованная циркуляционная жидкая смазка подшипников сушильных цилиндров, подшипников и зубчатых колес паразитного привода. На широких и быстроходных бумагоделательных машинах применяется циркуляционная смазка также подшипников сукноведущих валов сушильной части.

Кроме того, к системе централизованной смазки сушильной части подключаются обычно подшипники каландровых валов

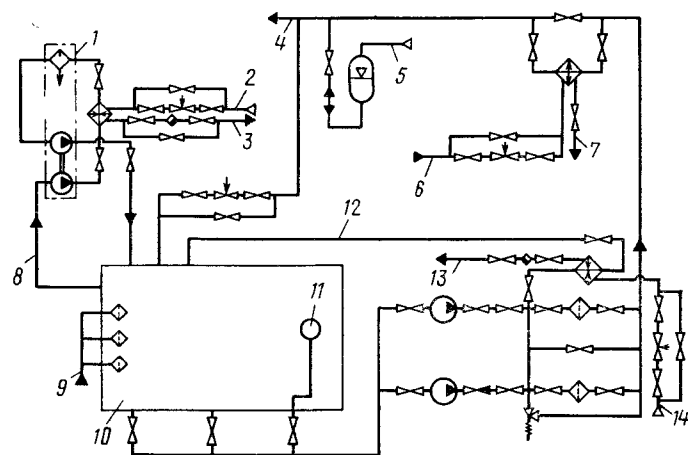


Рис. 8.12. Схема смазочной станции:

1 — сепаратор; 2 — подача пара; 3 — слив конденсата; 4 — подача масла к машине; 5 — подача сжатого воздуха; 6 — подача воды; 7 — слив воды; 8 — подача масла на сепарацию; 9 — масло от машины; 10 — смазочный бак; 11 — всасывающий поплавковый; 12 — перелив нагретого масла; 13 — слив конденсата; 14 — подача пара

и цилиндра наката, иногда подшипники и зубчатые колеса редукторов механического привода.

Система циркуляционной смазки включает смазочную станцию и систему трубопроводов с дозирующими устройствами.

Принципиальная схема смазочной станции приведена на рис. 8.12. Смазочная станция включает: смазочный бак, разделенный на несколько отсеков, с сетчатыми фильтрами и маслоподогревателем, насосные установки, пластинчатые и магнитные фильтры, маслоохладитель, сепаратор с маслоподогревателем, пневмогидроаккумулятор.

При работе станции масло рабочим насосом всасывается из смазочного бака через поплавковую трубу и подается в пластинчатые и магнитные фильтры, из них по нагнетательному трубопроводу в маслоохладитель и после охлаждения в нем к машине. Пройдя через точки смазки, масло самотеком по сливной магистрали возвращается в смазочный бак.

Для обеспечения надежной и безотказной работы машины станция оснащается двумя насосными установками, одна из которых рабочая, а другая резервная, двумя пластинчатыми и двумя магнитными фильтрами, которые могут подключаться одновременно или порознь в зависимости от степени загрязнения масла. Нагрев масла в смазочном баке используется в основном при пуске станции, а также во время работы, если температура масла, поступающего с машины, слишком низка. Охлаждение проводится в зависимости от температуры масла, поступающего в маслоохладитель, а также от температуры окружающей среды между станцией и смазываемыми точками. Забор масла на сепарацию для удаления воды и механических примесей, не улавливаемых пластинчатыми и магнитными фильтрами, может осуществляться из любого отсека смазочного бака. Сепарация ведется с одновременным подогревом масла в маслоподогревателе. Для сглаживания пульсации давления в системе служит пневмогидроаккумулятор.

Система трубопроводов циркуляционной смазки включает: напорные распределительные коллекторы с лицевой и приводной сторон машины, пульти с дозирующими устройствами-ротаметрами, трубопроводы индивидуального подвода масла к каждой точке смазки, сливные стояки и коллекторы с лицевой и приводной сторон машины.

Расход масла в каждой точке смазки регулируют по показаниям ротаметров. Принцип действия ротаметра основан на перемещении поплавка внутри конического канала под действием проходящего снизу вверх потока масла. Пульти с ротаметрами устанавливаются с лицевой и приводной сторон машин, удобных для обслуживания. Удаление пульти от машины должно быть минимальным для сокращения длины трубопроводов, идущих к точкам смазки.

Подачу смазочной станции рассчитывают суммированием количеств масла, подаваемых ко всем узлам трения, обслуживаемым станцией, в единицу времени.

Количество подаваемого масла принимается в зависимости от размеров и параметров работы смазываемых узлов (нагрузки, скорости, температуры). Количество масла, подаваемого к подшипникам, ориентировочно может быть определено по номограмме (рис. 8.13); количество масла для смазки зубчатого зацепления принимается 0,5—1,5 л/мин на 10 см ширины зубчатого венца.

Полученное суммарное количество масла, увеличенное на 20—30 %, определяет типоразмер смазочной станции по подаче.

Прходное сечение нагнетательных и сливных трубопроводов определяется в зависимости от количества и скорости течения масла в трубе. Скорость течения масла в нагнетательном трубопроводе принимается 0,7—1,5 м/с в зависимости от вязкости масла и уклона трубы.

Поскольку смазываемые узлы трения имеют различные рабочие нагрузки и температуры, масло должно быть достаточно универсальным, иметь пологую вязкостно-температурную характеристику, высокую стабильность, низкую вспениваемость и

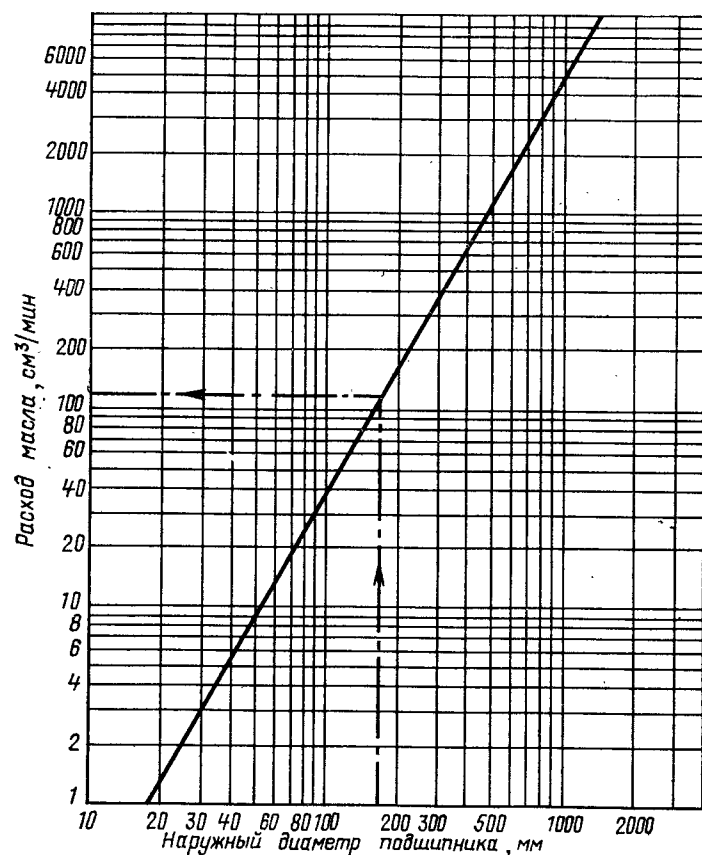


Рис. 8.13. Номограмма для определения рекомендуемого расхода масла для смазки подшипников

эмульгируемость. Наиболее целесообразно применять в системах циркуляционной смазки промышленное гидравлическое масло марок ИГП-72, ИГП-91, ИГП-114 по ТУ 38-101413—73, в состав которых входят специальные антиокислительные, антиржавийные, антиизносные и антипенные присадки.

В табл. 8.8 представлены стандартизованные основные параметры смазочных станций.

8.8. Основные параметры смазочных станций

Наименование параметров	Подача, л/мин				
	40	80	160	320	630
Объем смазочного бака, м³	2,0	3,2	8,0	12,5	20,0
Давление масла в напорном трубопроводе, МПа, не более	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Температура масла, °С, не более:					
рабочая	50	50	50	50	50
перед сепаратором	70	70	70	70	70
Расход воды в маслоохладителе, л/мин	32	63	125	250	500
Давление воды в маслоохладителе, МПа, не более	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Температура воды, °С, не более:					
перед маслоохладителем	25	25	25	25	25
после маслоохладителя	30	30	30	30	30
Давление пара в маслоподогревателях, МПа, не более	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Расход пара в маслоподогревателе бака, кг/ч	80	80	160	160	160
Расход пара в маслоподогревателе сепаратора, кг/ч	80	80	160	160	160
Давление сжатого воздуха в пневмогидроаккумуляторе, МПа, не более	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

8.9. ПАРОКОНДЕНСАТНЫЕ СИСТЕМЫ

Пароконденсатная система обеспечивает работоспособность сушильной части. Система подвода пара и удаления конденсата поддерживает заданный температурный режим в сушильной части, обеспечивает устойчивый гидравлический режим, заданные перепады давления пара, удаление конденсата и неконденсирующихся газов, рациональное использование пролетного пара и паров вторичного вскипания, оптимальные расход тепла на сушку и температуру конденсата, его полный возврат в пункт теплоснабжения предприятия.

Пароконденсатная система органически связана с сушильной частью и приспособлена (без переналадки) к производству определенного вида бумаги.

Различают параллельные и последовательные с принудительной циркуляцией и перепуском пара по группам системы подачи и распределения пара в сушильной части.

Параллельная система подачи пара в сушильные цилиндры характеризуется отдельным снабжением каждого сушильного цилиндра паром (без использования паров вскипания) и установкой отдельных конденсатоотводчиков. Такие системы (рис. 8.14) применяются для машин, вырабатывающих тонкую бумагу (конденсаторную, электроизоляционную). В системах с параллельным соединением к каждому цилиндру подводится отдельный паропровод. Перед цилиндрами устанавливаются вентили, позволяющие регулировать давление в отдельных цилиндрах.

рах. Конденсат в этих системах может отводиться одним конденсатопроводом из всей сушильной части, из группы цилиндров или из каждого цилиндра. Отдельный конденсатопровод позволяет регулировать температуру в каждом цилиндре. Схема обеспечивает хорошее обезвоживание бумажного полотна, но трудна в обслуживании и экономически нецелесообразна из-за низкого коэффициента использования пара. В системах этого типа возможно скопление воздуха, вследствие чего уменьшается коэффициент теплоотдачи. Большое количество конденсатоотводчиков требует постоянного наблюдения за системой, которая отличается низкой надежностью в работе.

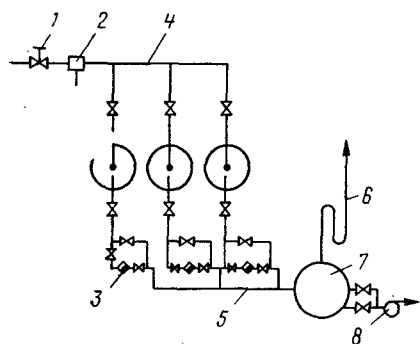


Рис. 8.14. Схема пароконденсатной системы с параллельной подачей пара:
1 — главный запорный вентиль; 2 — расширитель; 3 — конденсатоотводчик; 4 — коллектор пара; 5 — коллектор конденсата; 6 — гидравлический затвор; 7 — бак-сборник конденсата; 8 — конденсатный насос

Наибольшее распространение получили системы с последовательным перепуском пара по группам (рис. 8.15). Такие системы характеризуются принудительной циркуляцией пара, отводом воздуха и неконденсирующихся газов с использованием паров вторичного вскипания. Эти системы в зависимости от вида вырабатываемой бумаги имеют свои особенности. Пароконденсатные системы машин, выпускающих газетную бумагу, как минимум, имеют три сушильные группы и группу сукносушильных цилиндров. Для поддержания устойчивой работы привода машины сушильные цилиндры целесообразно разделять на паровые группы в соответствии с разбивкой сушильной части по приводу. В каждую группу подается на 10—15 % больше необходимого количества пара для сушки. Каждая группа снабжается своим водоотделителем — сепаратором пара. В водоотделителе пар отделяется от пароконденсатной смеси и подается в последующие группы с меньшим давлением. Вторичный пар, поступающий из водоотделителя, обеспечивает потребность в паре последующей группы на 50—70 %. Остальные 30—50 % потребности в паре покрываются подпиткой из главного паропровода через регулятор давления.

Известны системы с пароструйным компрессором [59]. Эти системы используют пар высокого давления для инжeksiрова-

ния пара более низкого давления и получения паровой смеси заданных параметров (рис. 8.16).

Пар из водоотделителя группы цилиндров или цилиндра через пароструйный компрессор поступает на подпитку этой же группы цилиндров или цилиндра. Избыток пара отводится в бак-конденсатор, соединенный с вакуум-насосом. Эта система применяется на машинах, где вырабатывается один вид бумаги, и, следовательно, режим сушки выдерживается строго постоянным. Эксплуатация таких систем требует наличия пара высокого давления (не менее 1 МПа). Пароструйный компрессор устойчиво работает только при определенных соотношениях потоков пара и имеет низкий КПД.

Диаметры трубопроводов, размеры оборудования, расходы пара по группам цилиндров определяются теплотехническим расчетом в соответствии с действующим стандартом на метод расчета пароконденсатной системы [50].

На машинах с сушильной частью, включающей клеильный пресс, пароконденсатная система имеет свои особенности. Такие системы, как правило, включают пять последовательно соединенных групп и отдельную сукносушильную группу. Три группы обеспечивают сушку до клеильного пресса. На клеильном прессе осуществляется поверхностная проклейка полотна, при этом полотно увлажняется до 80 %.

Досушивающая часть по снабжению паром разбита на две группы, одна из которых включает два цилиндра и обеспечивает нагрев полотна до температуры интенсивного испарения, а вторая содержит остальные цилиндры и осуществляет досушку полотна до конечной сухости. В современной схеме пароснабжения должна быть предусмотрена возможность использования ее при работе машины с отключенным клеильным прессом.

На машинах шириной свыше 6720 мм для повышения равномерности температуры по длине сушильных цилиндров подводится пар и отводится конденсат с обеих сторон цилиндра.

На главной паровой магистрали для подачи пара в сушильную часть устанавливают главный запорный вентиль или задвижку с дистанционным управлением с пульта. Количество пара, подаваемого в каждый цилиндр, регулируется вручную вентилем при наладке машины и при изменении технологического режима.

Паропроводы изготавливают из стальных бесшовных труб, отдельные участки соединяют фланцами, однако все шире применяется сварка труб и соединение без фланцев. Пароподводящие и конденсатоотводящие коллекторы помещаются с приводной стороны под перекрытием первого этажа. На главных магистралях и трубах подвода пара к цилиндрам устанавливают компенсаторы.

Паропроводы рассчитывают с запасом на дальнейшее увеличение производительности. При расчетах скорость пара в

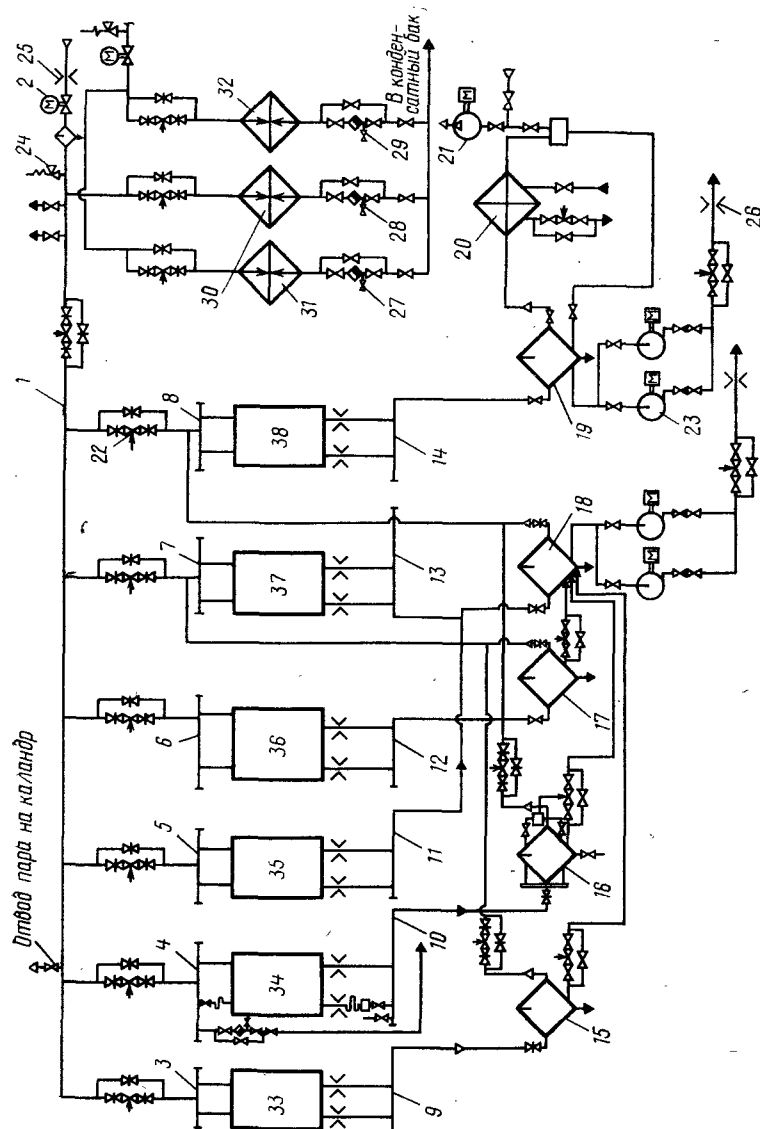


Рис. 8.15. Схема пароконденсатной системы с перепуском пара:

1 — главная магистраль подачи пара; 2 — главный запорный вентиль; 3—8 — паровые коллекторы групп цилиндров; 9—14 — конденсатные коллекторы групп цилиндров; 15—19 — водоотделители-сепараторы групп цилиндров; 20 — конденсатор-холодильник; 21 — вакуумный насос; 22 — регулятор давления пара; 23 — конденсатный насос; 24 — предохранительный клапан; 25—26 — расходомеры; 27—29 — конденсатотводчики; 30 — калориферы сеткоподувных камер; 31 — калориферы сушильной панели; 32 — калориферы колпака скоростной суши; 33 — сукносушильные цилиндры; 34, 35, 36, 37, 38 — группы сушильных цилиндров

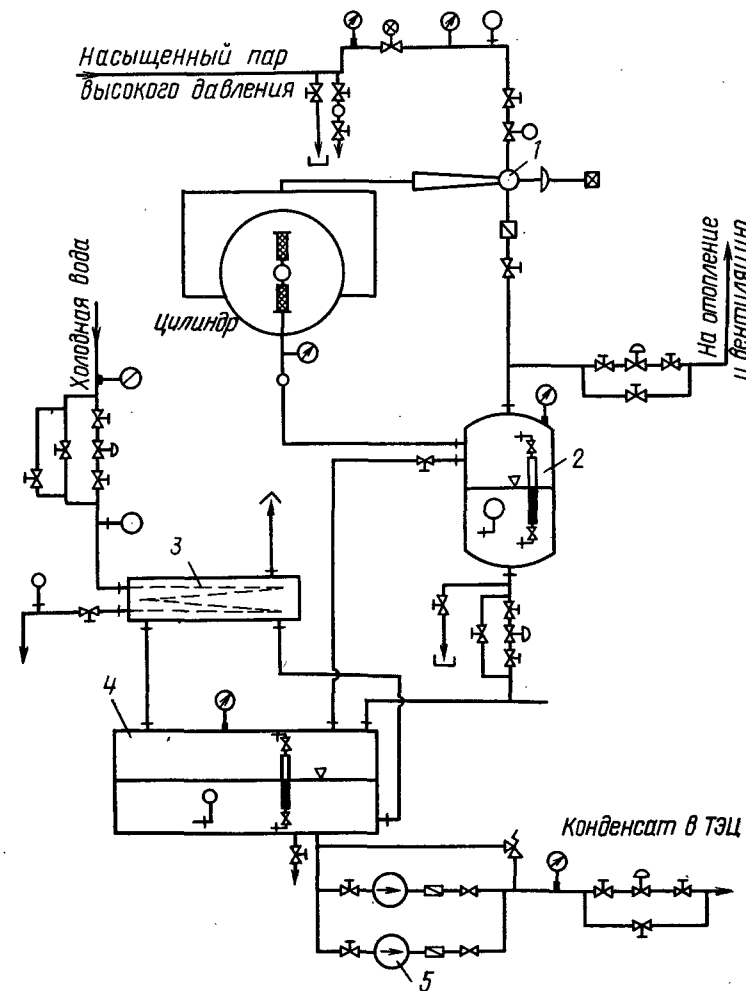


Рис. 8.16. Схема пароконденсатной системы с термокомпрессором для одноцилиндровой машины:

1 — термокомпрессор; 2 — водоотделитель-сепаратор пара; 3 — конденсатор-холодильник; 4 — паросборник конденсата; 5 — конденсатный насос

паропроводах (коллекторах) и подводящих паропроводах обычно принимается равной 25 м/с, а скорость пароконденсатной смеси 14 м/с.

Диаметры паропроводных и конденсатоотводящих труб при указанных скоростях определяются по формулам:

$$D_{уп} = 0,38 \sqrt{G_p V_p''},$$

$$D_{ук} = 0,5 \sqrt{G_p [k V_p'' + (1-k) V_p']},$$

где $D_{уп}$ — внутренний диаметр паропроводящей магистрали, мм; $D_{ук}$ — внутренний диаметр конденсатоотводящей магистрали, мм; G_p — расход пара, кг/ч; V_p'' — удельный объем конденсата, м³/кг; V_p''' — удельный объем пара, м³/кг; k — доля содержания пара в массе пароконденсатной смеси (при практических расчетах k обычно принимается равным 0,1).

Значения V_p'' и V_p''' в зависимости от давления пара p приведены в таблице 8.9.

8.9. Термодинамические свойства пара и конденсата

Абсолютное давление пара, МПа	Температура насыщения t_n , °C	Удельный объем V_p , м ³ /кг		Энтальпия i , кДж/кг		Скрытая теплота парообразования r , кДж/кг
		конденсата	пара	конденсата	пара	
0,0981	99,09	0,001043	1,725	415,3	2674,5	2259,2
0,1471	110,79	0,001052	1,181	464,7	2692,5	2227,8
0,1962	119,62	0,001060	0,902	502,2	2705,9	2203,9
0,2452	126,79	0,001066	0,732	532,6	2716,0	2183,4
0,2943	132,88	0,001073	0,617	558,5	2724,4	2165,4
0,3433	138,19	0,001078	0,534	581,5	2731,5	2150,0
0,3924	142,92	0,001083	0,471	601,6	2737,7	2136,1
0,4414	147,20	0,001087	0,422	620,1	2743,2	2123,1
0,4905	151,11	0,001092	0,382	636,8	2747,8	2111,0
0,5886	158,08	0,001100	0,321	667,0	2756,2	2088,8
0,6867	164,17	0,001110	0,278	693,8	2762,9	2069,1
0,7849	169,61	0,001114	0,245	717,6	2768,3	2050,7
0,8829	174,53	0,001120	0,219	739,0	2772,9	2038,9

Объем (V м³) водоотделителя группы цилиндров определяется по формуле

$$V = 0,6 G_b V_p'' / R,$$

где G_b — количество пара в водоотделителе, кг/ч; R — отношение объемного расхода пара к объему водоотделителя, требуемому для его сепарации, м³/(м³·ч). При расчете водоотделителей R принимается равной 800—1000 м³/(м³·ч).

Для поддержания заданного перепада давления и обеспечения необходимого расхода пролетного пара в группах ци-

линдров устанавливаются конденсатопроводы с дросселирующими шайбами или регуляторами перепада давления. Диаметр отверстий (d_m мм) в дросселирующей шайбе определяется по формуле

$$d_m = 0,63 \frac{\sqrt{G}}{\sqrt[4]{\frac{\Delta p}{k V_p'' + (1-k) V_p'}}},$$

где Δp — перепад давления в дросселирующей шайбе, МПа.

Перепады давления в группах выбираются из условия обеспечения устойчивого удаления конденсата через конденсатоотводное устройство цилиндров. В дросселирующих шайбах и регулирующих клапанах скорость истечения конденсата должна быть меньше критической.

8.10. САУ СУШИЛЬНОЙ ЧАСТИ

Основные задачи САУ сушильной части: контроль и стабилизация технологических параметров в установившемся режиме; сигнализация отклонения технологических параметров от заданных пределов и аварийная сигнализация при достижении допустимых предельных значений или при обрыве полотна; автоматическое управление по заданной программе механизмами сушильной части при обрыве полотна; дистанционное управление механизмами сушильной части.

Для контроля температуры поверхности сушильных цилиндров и подшипников применяются разработанные ЦНИИ-буммашем системы централизованного контроля на различное количество точек. Эти системы также обеспечивают сигнализацию отклонений температуры от заданных пределов.

В пароконденсатной системе осуществляются: контроль давления и температуры пара в главном паропроводе, во всех сушильных и сукносушильных группах, водоотделителях и калориферах; контроль давления и температуры конденсата; контроль расхода пара и конденсата; регулирование давления пара в главном паропроводе и в зависимости от принятой схемы пароснабжения регулирование давления пара во всех сушильных и сукносушильных группах и перепада давления пара на последней сушильной группе (параллельная система подачи и распределения пара), регулирование давления пара в основной сушильной и сукносушильной группах и перепада давления пара между группами и на последней группе (последовательная система подачи и распределения пара с перепуском пара по группам); регулирование давления пара в каландрах; регулирование уровня конденсата в водоотделителях.

В централизованных смазочных станциях, осуществляющих циркуляционную смазку в сушильной части, автоматизированы: контроль температуры масла в смазочном баке, в отсеке перед фильтрами и на выходе из смазочного бака, а также сепарируемого масла; температуры воды на входе и выходе маслоохладителя; давления до магнитных фильтров и после них; перепада давления на фильтрах;

регулирование температуры масла на магистрали нагретого масла к сепаратору, в смазочном баке, в напорной линии; регулирование давления в напорной линии масла;

сигнализация минимальной и максимальной температуры масла в напорной смазочной линии, повышения уровня масла в баке, в отсеке после фильтров, минимального уровня в пневмогидроаккумуляторе, закрытого положения отсечного клапана; сигнализация работы электроприводов;

дистанционное управление электроприводом сепаратора;

дистанционное и автоматическое управление электроприводами насосов и фильтров с отсечным клапаном.

Для обнаружения обрыва полотна между сушильными группами устанавливаются датчики обрыва, в качестве которых используются металлургические фотореле ФРС-У и разработанные ЦНИИбуммашем пневматические устройства сигнализации обрыва УСО-01, УСО-02 [77]. При возникновении обрыва один из датчиков срабатывает и выдает электрический сигнал, который используется для сигнализации и автоматического включения соответствующих механизмов сушильной части и частичного прикрытия задвижки на главном паропроводе.

Номенклатура, характеристики, методика расчета и выбора специальной регулирующей арматуры, а также подробное описание приборов контроля температуры поверхности сушильных цилиндров приведены в специальной литературе [54].

9. ВЕНТИЛЯЦИЯ СУШИЛЬНОЙ И СЕТОЧНОЙ ЧАСТЕЙ

9.1. СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ СУШИЛЬНОЙ ЧАСТИ

Вентиляция сушильной части существенно влияет на производительность бумагоделательной машины, качество и себестоимость выпускаемой продукции.

Сушильная часть бумаго- и картоноделательных машин — источник интенсивных тепло- и влаговывделений. Тепло- и влаговывделение из сушильной части в помещение происходит вследствие разности парциальных давлений пара в сушильной части и в окружающем воздухе помещения, удаления тепла, аккумуляирования уходящим из-под укрытия полотном бумаги, и зависит от разрежения, создаваемого в сушильной части теплорекуперационной установкой.

К факторам, повышающим эффективность работы сушильной части и улучшающим метеорологические условия в цехе бумагоделательных машин, оборудованных системами вентиляции, можно отнести: рекуперацию тепла, интенсификацию процесса сушки путем подачи горячего воздуха на продувку сукон и сеток и вентиляцию межцилиндровых пространств; локализацию испарений и сокращение воздухообмена в зале машин; обеспечение соответствующих условий труда в зоне обслуживания сушильной части.

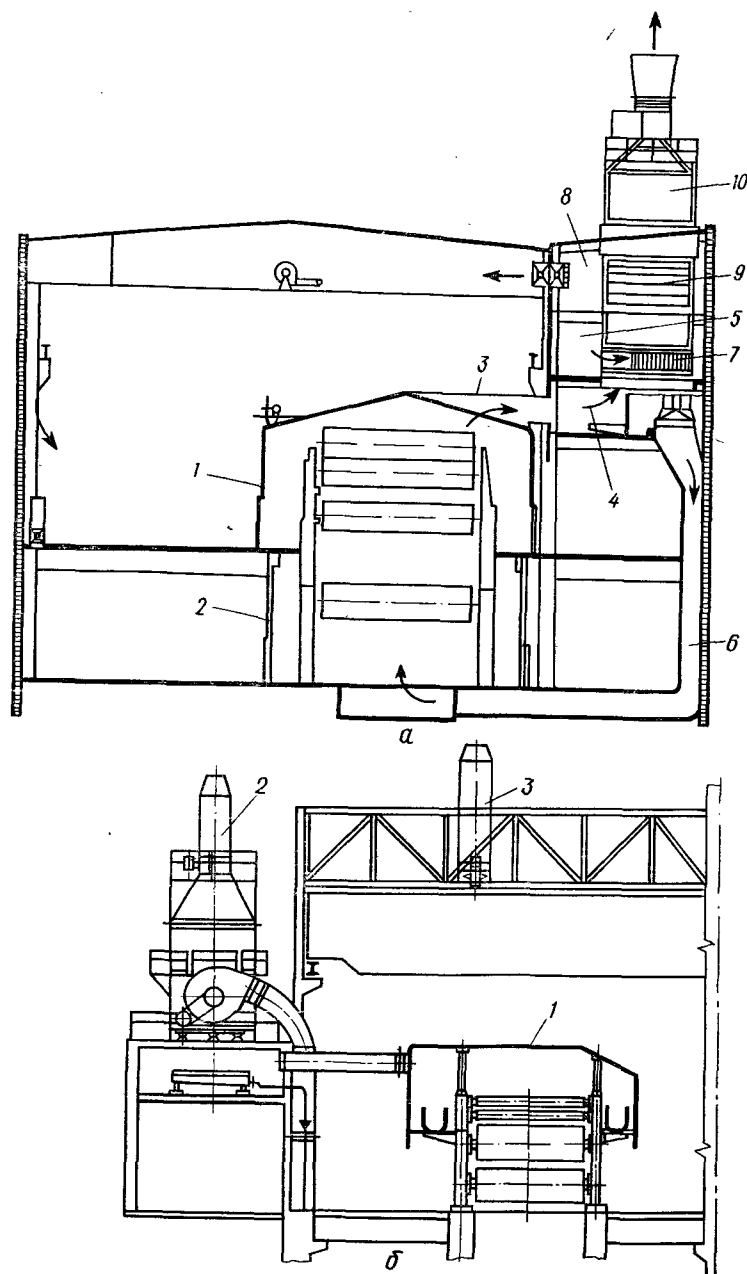
Система технологической вентиляции машины взаимосвязана с приточно-вытяжной вентиляцией цеха: в этих системах применяются общие вентиляционные установки — теплорекуперационные агрегаты, обеспечивающие необходимый воздухообмен как в сушильной части машины, так и в помещении. Влага, испаряющаяся в процессе сушки из полотна, поглощается воздухом, принудительно подаваемым нагнетателями теплорекуперационных агрегатов. Паровоздушная смесь удаляется вытяжными установками, создающими разрежение в сушильной части. Основным критерием для выбора вентиляционной системы в настоящее время являются показатели механической прочности бумаги, картона, целлюлозы, определяемые ГОСТом [26].

В зависимости от значения определяющего критерия все машины, вырабатывающие массовые виды продукции, разбиваются по системам вентиляции на три группы (табл. 9.1): машины с закрытыми системами вентиляции (ЗСВ); машины с открытыми системами вентиляции (ОСВ); машины с комбинированными системами вентиляции (КСВ). В зависимости от ассортимента вырабатываемой продукции, параметров паро-

9.1. Характеристика систем вентиляции

Система вентиляции	Температура приточного воздуха t_c , °C	Температура удаляемого воздуха на линии насыщения $t_{росы}$, °C	Вентиляционное оборудование
Закрытая	60—80	50—60	Теплорекуперационные агрегаты (ТРА), колпаки закрытого типа, сетко- и сукнопродувные устройства
Открытая	25—40	30—37	Вентиляционно-рекуперационные агрегаты (ВРА), колпаки открытого типа, сетко- и сукнопродувные устройства
Комбинированная	25—80 (25—450)	30—60 (30—75) *	ТРА и ВРА, колпаки закрытого и открытого типа, сетко- и сукнопродувные устройства, сушители коинективные и теплоцентры. Коинективные сушители к лоцильным цилиндрам

* Коинективная сушка с использованием пара, жидкого и газообразного топлива.



воздушной смеси и одежды сушильной части машины различные системы вентиляции помимо колпаков сушильной части, теплорекуперационных и вентиляционно-рекуперационных агрегатов включают сетко- и сукнопродувные устройства и конвективные сушители.

Необходимый для ассимиляции тепла и влаги расход воздуха зависит в первую очередь от количества влаги, испаряемой в сушильной части, принятой системы вентиляции и заданных параметров поступающего и удаляемого воздуха.

Необходимый воздухообмен (L , кг/ч) может быть определен из известного соотношения

$$L = \frac{W_{уд}}{d_{yx} - d_{пр}} G_{ч},$$

где $W_{уд}$ — масса испаренной воды, отнесенная к 1 кг сухого полотна, кг/кг; $G_{ч}$ — производительность машины, кг/ч; $d_{пр}$, d_{yx} — влагосодержание соответственно приходящего и уходящего воздуха, кг/кг.

Как видно из этого соотношения, расход воздуха в системах вентиляции будет тем меньше, чем выше его параметры на выходе. В свою очередь температура и влагосодержание удаляемого воздуха определяются заданными начальными параметрами подводимого воздуха и состоянием паровоздушной смеси в сушильной части. Увеличение температуры воздуха, ассимилирующего тепло и влагу паровоздушной смеси, характеризуемой высокой температурой и влагосодержанием, значительно повышает степень использования теплообменного потенциала и уменьшает удельный расход тепла. Параметры удаляемого воздуха часто характеризуются температурой точки росы ($t_{росы}$) или температурой смоченного термометра t_m .

Система вентиляции закрытого типа (рис. 9.1, а) обеспечивает процесс сушки бумаги при относительно высоких параметрах воздуха. Температура точки росы удаляемого воздуха в системах вентиляции закрытого типа составляет 50—60 °С. Эти системы оборудуются колпаками закрытого типа, теплорекуперационными установками с многоступенчатой схемой утилизации тепла и промежуточным подогревом воздуха, подаваемого в сушильную часть.

Машины, вырабатывающие тонкие и специальные виды бумаги с низкой механической прочностью, а также машины

Рис. 9.1. Системы вентиляции:

а — закрытого типа: 1 — укрытие закрытого типа; 2 — укрытие 1-го этажа машины; 3 — вытяжной патрубок; 4 — вытяжной канал; 5 — воздухозаборный канал системы подачи воздуха на сушку; 6 — приточный канал системы подачи воздуха на сушку; 7 — теплообменник нагрева воздуха; 8 — канал подачи приточного воздуха; 9 — теплообменник нагрева приточного воздуха; 10 — теплообменник-скруббер для нагрева воды; б — открытого типа: 1 — укрытие открытого типа; 2 — теплорекуперационный агрегат типа ВРА; 3 — вытяжная установка

с малой производительностью и низким расходом тепла оборудуются вентиляционными системами открытого типа (рис. 9.1, б). Температура точки росы удаляемого из системы воздуха составляет 30—37 °С. Системы включают колпаки открытого типа и теплорекуперационные установки с одноступенчатой и двухступенчатой схемами утилизации тепла. Из опыта эксплуатации известно, что при закрытой системе вентиляции удельный расход тепла на 15—20 % ниже, чем при открытой.

9.2. ТЕПЛРЕКУПЕРАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Важнейшее направление в повышении технического уровня теплоснабжения машины и вентиляции — более полное использование энергии пара в процессе сушки бумаги. Из сушильной части машины паровоздушная смесь вследствие ее высокой температуры и наличия большого количества водяных паров удаляется с высоким теплосодержанием. Утилизация тепла паровоздушной смеси значительно снижает расход тепла, затраты на вентиляцию и себестоимость вырабатываемой продукции. Для утилизации тепла все шире применяются теплорекуперационные установки, включающие специальные теплообменные устройства — теплоуловители, скрубберы, сборники теплой и холодной воды, оборудованные насосами, системами автоматического управления. В настоящее время эксплуатируется ряд отечественных теплорекуперационных агрегатов, отличающихся как схемами утилизации тепла, так и компоновочными решениями основных узлов.

Основными устройствами, утилизирующими тепло, являются: поверхностные пластинчатые теплообменники, выполненные из гладких и профилированных алюминиевых листов; поверхностные трубчатые теплообменники, изготовленные из алюминия или стали; контактные теплообменники, в том числе оросительные камеры, в которых подогревается распыленная через сопла вода.

Отечественное теплорекуперационное оборудование (табл. 9.2) по схеме улавливания тепла, назначению и конструктивному исполнению делится на два основных типа — теплорекуперационные агрегаты (ТРА) и вентиляционно-рекуперационные агрегаты (ВРА). Агрегаты ТРА с многоступенчатой схемой утилизации тепла применяются на бумагоделательных машинах с закрытой системой вентиляции, работающей при высоких параметрах воздуха. Агрегаты типа ВРА с одно- или двухступенчатой схемой утилизации тепла применяются на машинах с открытой системой вентиляции, работающей при низких параметрах воздуха.

Для нагрева воздуха, поступающего на сушку бумаги и вентиляцию сушильной части, применяются теплоуловители из гладких и гофрированных пластин и трубчатые теплоуловители

с коридорным и шахматным расположением трубок. Вода нагревается в контактных теплообменниках — скрубберах [19].

Отечественные теплорекуперационные агрегаты выполняются с двумя, тремя и более последовательными ступенями рекуперации тепла в зависимости от параметров паровоздушной смеси и потребности в теплой воде. Для бумагоделательных машин с колпаками закрытого типа применяются агрегаты с трех- и четырехступенчатой схемой утилизации тепла. Из колпака, установленного над сушильной частью машины, паровоздушная смесь с высокими температурой и влажностью подается на первую ступень рекуперации — подогрев воздуха, нагнетаемого в сушильную часть машины, в теплоуловителях, далее на вторую ступень — подогрев в теплоуловителях наружного воздуха для вентиляции цеха и, наконец, в скруббер, где происходит начальный подогрев распыляемой свежей или оборотной воды.

Схема с четырьмя ступенями рекуперации тепла применена в первом отечественном теплорекуперационном агрегате ТРА-1. Агрегат предназначен для вентиляции сушильной части и утилизации тепла паровоздушной смеси, отходящей от колпака сушильной части широкоформатных и картоноделательных машин. Технологическая схема агрегата ТРА-1 представлена на рис. 9.2.

В отличие от других теплорекуперационных установок в агрегате ТРА-3Н имеются три ступени нагрева воды. Скруббер для нагрева воды представляет собой камеру, в которой паровоздушная смесь орошается водой, разбрызгиваемой форсунками при давлении 0,15—0,2 МПа. В результате непосредственного контактного теплообмена происходит нагрев воды

9.2. Характеристика отечественных теплорекуперационных агрегатов

Тип и марка агрегата	Система вентиляции	Вытяжка, м³/ч	Приток наружного воздуха в помещение, м³/ч	Подача воздуха на сушку, м³/ч	Термический КПД	Масса, кг
ВРА-3В	Открытая	65 000	75 000	—	0,25	10,2
ВРА-3ВМ	»	70 000	75 000	—	0,45	12,0
ВРА-3В2	»	70 000	84 500	—	0,30	11,0
ВРА-4	»	60 000	72 000	—	0,45 *	15,0
ТРА-1	Закрытая	88 000	96 000	66 000	0,77	40,0
ТРА-2	»	50 500	62 500	41 400	0,78	22,5
ТРА-3	»	70 500	69 000	54 000	0,78	30,2
ТРА-3Н	»	85 000	120 000	59 400	0,70—0,77 **	28,2
ТРА-4	»	66 000	100 000	50 000	0,65—0,70 **	24,0

* КПД уточняется по данным промышленных испытаний.

** Значение КПД зависит от количества утилизируемого тепла, израсходованного на нагрев воды в скруббере агрегата.

и охлаждение смеси, удаляемой из агрегата в атмосферу. Вода движется сверху вниз, а паровоздушная смесь поступает снизу. Поверхность контакта воды с паровоздушной смесью в скруб-

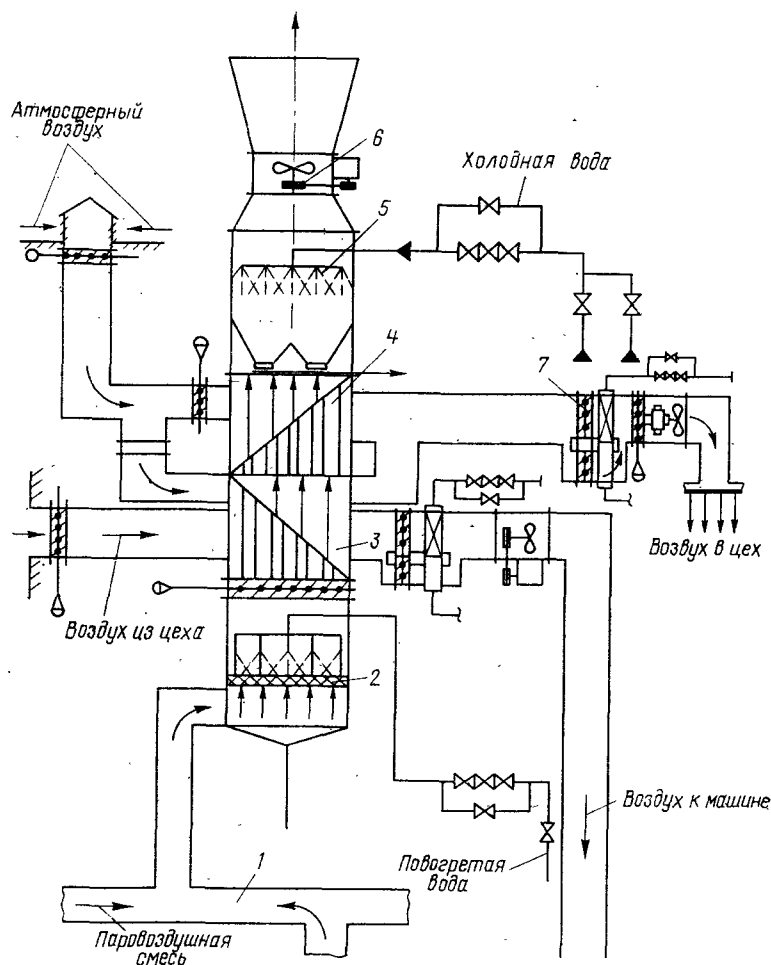


Рис. 9.2. Технологическая схема теплорекуперационного агрегата ТРА-1: 1 — укрытие закрытого типа; 2 — скруббер II степени для нагрева воды; 3 — трубчатый теплообменник для нагрева воздуха, поступающего на сушику; 4 — трубчатый теплообменник для нагрева воздуха для вентиляции зала; 5 — скруббер I степени для нагрева воды; 6 — осевой вентилятор; 7 — калорифер

бере увеличивается благодаря сопловой насадке. Приемная камера, теплообменники и вытяжной вентилятор расположены вертикально, что делает агрегат более компактным.

Щиты на трактах подвода воздуха теплоизолированы и снаружи обшиты алюминиевыми листами. Нагнетательными

установками удаляется паровоздушная смесь из сушильной части, подается на сушику и на вентиляцию цеха.

На бумагоделательных машинах с колпаками открытого типа применяются вентиляционно-рекуперационные агрегаты (ВРА), которые предназначены для нагрева воздуха, подаваемого на вентиляцию цеха. В отдельных агрегатах для нагрева воды используется скрубберная установка.

Существует ряд отечественных вентиляционно-рекуперационных агрегатов, как правило, с одноступенчатой или двухступенчатой схемой утилизации тепла.

На рис. 9.3 представлен вентиляционно-рекуперационный агрегат ВРА-4. Ряд новых конструктивных решений позволил достигнуть высоких теплотехнических и эксплуатационных характеристик установки. Агрегат создан на базе новых пластинчато-штампованных теплообменников и укомплектован вытяжной нагнетательной установкой, имеющей проточную часть с меридиальноускоренным потоком. Перед теплообменниками для предотвращения их засорения устанавливают съемные ячейковые фильтры, составляющие единый блок с секцией теплообменника. Трехсторонний подвод наружного воздуха осуществляется через секции пластинчатых штампованных теплообменников, для предотвращения засорения которых в приемной камере предусмотрена спрысковая очистка паровоздушной смеси с циркуляцией воды. В качестве поверхности теплообменника использованы профильные листы с каналами для потока теплоносителя.

Следует отметить, что теплорекуперационные установки, в которых нагревается только наружный воздух, обычно малоэффективны (степень рекуперации тепла в них не превышает 11—16 %), поэтому установки совершенствуются в направлении использования их для нагрева оборотной или свежей воды и создания более эффективных теплоуловителей. В ряде случаев теплотехническая возможность нагрева технологической воды в агрегатах выше, чем потребность в теплой воде на машине.

Эксплуатация скрубберов связана с работами по герметизации отдельных узлов и с установкой дополнительных фильтров. В связи с этим скрубберные установки на ряде машин не работают, что снижает фактический КПД теплоулавливающей установки.

Перспективным направлением в повышении эффективности контактных теплообменников, как показывают отечественные исследования [27], следует считать создание комбинированных конструкций.

Применение теплообменников с насадками для пенной и пленочной теплопередачи позволяет снизить металлоемкость установок и повысить интенсивность теплообмена по сравнению с теплообменом в форсуночных скрубберах.

9.3. УКРЫТИЯ СУШИЛЬНОЙ И СЕТОЧНОЙ ЧАСТЕЙ

Процесс обезвоживания и сушки бумаги и картона на машине сопровождается выделением значительного количества водяных паров, явного и скрытого тепла. Тепло- и влаговыделение зависит от технологического режима производства, конструктивных особенностей узлов машины, системы вентиляции и конструкции укрытий сушильной и сеточной частей. Выделение тепла и влаги в сеточной части происходит в результате испарения воды с поверхности бумажной массы, находящейся на сетке и в подсеточном пространстве, и распыления воды в регистровой части машины.

Значительные тепло- и влаговыделения обусловлены в первую очередь высокой скоростью современных бумагоделательных машин, подогревом бумажной массы, конструктивными особенностями и габаритом сеточной части, метеорологическими условиями в цехе [35, 36].

Влаго- ($G_{исп}$ кг/ч) и тепловыделения ($Q_{исп}$ Дж/ч) в сеточной части могут быть определены по полуэмпирическим зависимостям, полученным на основании обследования работы ряда бумагоделательных машин и исследований на экспериментальной сеточной части [37]:

$$G_{исп} = 8,74 B T_{ср}^{1,26} Re^{0,8} \sqrt[3]{\frac{v}{p_6}} \left[1 + 0,18 \sqrt[4]{\frac{p_0 - p_n}{F \gamma p_0}} \times \right. \\ \left. \times \left(1 + \sqrt{\frac{p_0 - p_n}{F \gamma p_0}} \right) \right] \frac{p_n T_0 - p_0 T_n}{T_n T_0} 10^{-4};$$

$$Q_{исп} = 4,19 G_{исп} (753 - 0,57 T_n) + 1093 \lambda B \left[1 + 0,18 \sqrt[4]{\frac{p_0 - p_n}{F \gamma p_0}} \times \right. \\ \left. \times \left(1 + \sqrt{\frac{p_0 - p_n}{F \gamma p_0}} \right) \right] Re^{0,8} + 16,63 B l (T_n^4 - T_0^4) \cdot 10^{-5},$$

где B — ширина сетки, м; l — длина сетки, м; T_n , $T_{ср}$, T_0 — соответственно, температура массы, средняя температура паровоздушной смеси в слое и температура окружающего воздуха, °С; p_0 , p_n — плотность окружающего воздуха и плотность влажного воздуха у поверхности массы, кг/м³; p_n , p_0 — упругость насыщенных паров над поверхностью испарения и в окружающем воздухе, Па; p_6 — давление окружающего воздуха, Па; v — коэффициент кинематической вязкости, м²/с; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(ч·м·°С); $Re = vl/v$ — число Рей-

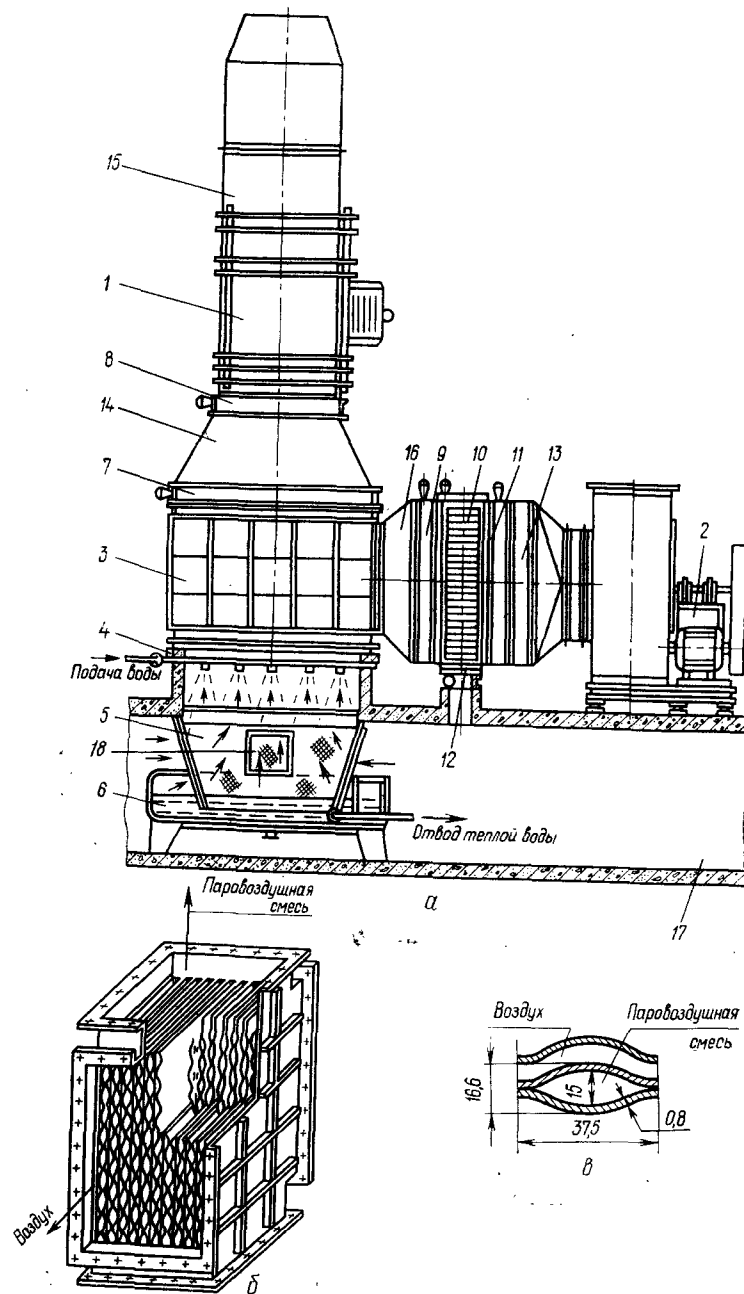


Рис. 9.3. Вентиляционно-рекуперационный агрегат ВРА-4:

а — схема агрегата: 1, 2 — вентиляторы; 3 — теплоуловители с фильтрами; 4 — оросительное устройство; 5 — устройство очистки паровоздушной смеси от бумажной пыли; 6 — поддон; 7—12 — регулирующие заслонки; 13 — калорифер; 14, 15, 16 — воздухопроводы; 17 — короб; 18 — люк; б — секция пластинчатого штампованного теплообменника; в — канал для потока теплоносителя

нольдса; $Fr = v^2/gl$ — число Фруда; g — ускорение свободного падения, m/c^2 .

На рис. 9.4 представлена построенная в соответствии с вышеприведенными выражениями номограмма тепло- и влаговыведений в сеточной части бумаго- и картоноделательных машин, работающих с нагретой массой в пределах от 30 до 60 °С,

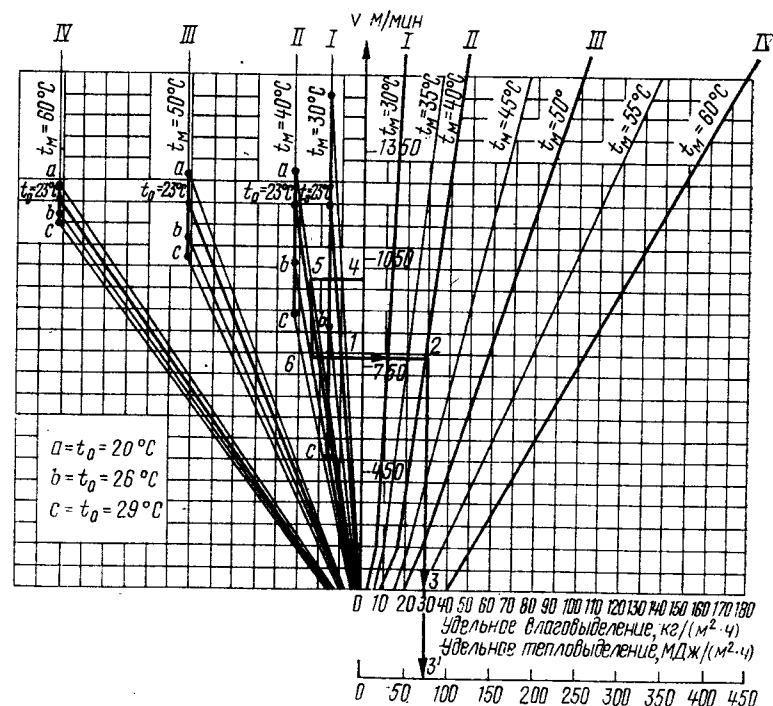


Рис. 9.4. Номограмма влаво- и тепловыведений в сеточной части бумагоделательной машины:

v — скорость движения сетки; t_m — температура массы на сетке; t_0 — температура окружающего воздуха; I, II, III, IV — семейства прямых

с учетом температуры окружающего воздуха (20—29 °С) и скорости движения сетки от 150 до 1200 м/мин.

При температуре окружающего сеточную часть воздуха 23 °С следует пользоваться только правой частью номограммы. В зависимости от скорости движения и температуры массы на сетке по номограмме определяются удельное влаговыведение и удельное тепловыведение (линия 1—2—3—3'). При других температурах окружающего воздуха в пределах от 17 до 29 °С левая часть номограммы для массы температурой 30; 40; 50 и 60 °С вносит поправку удельных значений тепло- и влаговыведений. На номограмме (рис. 9.4) показан пример оп-

ределения тепло- и влаговыведений для машины с сеточной частью, работающей при скорости 1000 м/мин, температуре массы 40 °С, температуре окружающего воздуха 27 °С. Для графического определения значений при помощи номограммы необходимо пользоваться следующим ключом. Проводится линия 4—5 от значения скорости движения сетки до температуры окружающего воздуха 23 °С в одном из семейств прямых (II), соответствующих заданной температуре массы 40 °С, затем проводится линия 5—6 до линии, соответствующей температуре окружающего среды (27 °С), затем горизонтальная линия 6—1—2 до пересечения с линией, соответствующей температуре массы на сетке 40 °С. На оси абсцисс точки 3, 3' указывают значения тепло- и влаговыведений с 1 м² поверхности сеточного стола.

В табл. 9.3 приведены значения влаговыведений в сеточной части современных бумаго- и картоноделательных машин.

9.3. Значения влаво- и тепловыведений в сеточной части бумагоделательных машин

Предприятие	Скорость машины $v, m/min$	Ширина сетки B, m	Длина сеточного стола L, m	Площадь сетки F, m^2	Температура массы $t_m, ^\circ C$	Влаговыведения в сеточной части $G_{исп}, ч$		
						Данные по действующим машинам	Расчетные по уравнению	Тепловыведения в сеточной части, по расчетам ЦНИИбуммаша, $Q \cdot 10^{-6}, kJ/h$
Балахнинский ЦБК	560	7,00	18,4	129,0	42	4570 (ГПИ Промстрой-проект)	4024	11,20
То же	500	7,00	18,7	130,9	35	2151	2280	6,4
»	500	7,00	18,7	130,9	45	4759	4423	12,3
»	500	7,00	18,7	130,9	55	8233	7028	19,3
Бумажная фабрика в Швеции [35]	660	7,15	19,2	137,3	42	4370 (фирма «Свенска флектфабрикен»)	4446	12,6
То же	680	8,80	21,0	184,8	45	8481	8540	24,8

Сеточная часть — мощный источник тепло- и влаговыведения, поэтому необходимы специальные укрытия с системой местной приточно-вытяжной вентиляции. Для улучшения состояния воздушной среды подсеточное пространство с боковых сторон сеточного стола отделялось от напорного ящика вертикальными щитами (от пола до верхней ветви сетки) и воздух из подсеточного пространства обычно удалялся вентилятором со стороны грудного вала, к которому воздух увлекается нижней ветвью сетки.

При повышении температуры бумажной массы свыше 35 °С влаговыведение в сеточной части резко возрастает, и для обес-

печения в рабочей зоне параметров воздуха, удовлетворяющих санитарным нормам, требуется установка систем местной приточно-вытяжной вентиляции. В связи с этим разрабатываются отечественные конструкции быстросъемных пневмокаркасных укрытий сеточной части машины на базе однослойных и многослойных полимерных пленок и тканевых материалов. Преимущества тканевых укрытий заключаются в значительном снижении металлоемкости конструкции, более легком доступе к сеточному столу машины, сокращении продолжительности простоя машины при смене сетки и демонтаже укрытия, а также

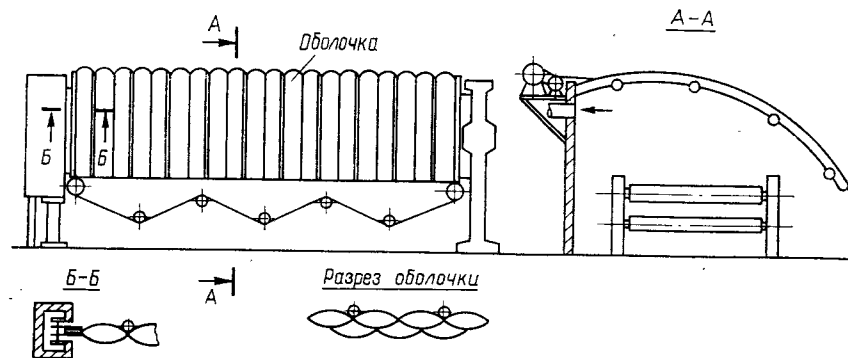


Рис. 9.5. Пневмокаркасное укрытие сеточной части

в возможности изготовления укрытия из светопрозрачного материала [49; А. с. 301396 (СССР)].

На рис. 9.5 изображен общий вид пневмокаркасного укрытия и элемент его оболочки. Пневмокаркасное укрытие состоит из ячейковой надувной оболочки, образованной тремя слоями полимерной пленки или ткани, и механизма наведения. Ячейчатая оболочка одним своим концом закрепляется на штанге, а другая ее сторона крепится к задней неподвижной стенке колпака, расположенной с приводной стороны. Пневмокаркасное укрытие оборудуется вытяжной установкой и системой автоматической подкачки.

Колпаки закрытого типа над сушильной частью современных бумагоделательных машин позволяют при одновременном улучшении состояния воздушной среды в цехе повысить температуру и влагосодержание паровоздушной смеси в сушильной части. Колпаки закрытого типа позволяют в 1,5—2 раза сократить требуемый воздухообмен как в цехе, так и в сушильной части бумагоделательной машины. По конструктивным соображениям колпаки бывают с односкатной и двухскатной потолочной частью с отсасывающими патрубками на приводной сто-

роне. Количество и размеры отсасывающих патрубков в колпаках принимаются из расчета необходимого воздухообмена, обеспечивающего заданную сушку бумаги или картона. Скорость движения паровоздушной смеси в вытяжных патрубках составляет 4—8 м/с.

Для равномерного удаления паровоздушной смеси по длине укрытий в каждом патрубке устанавливается регулирующий клапан. Для выравнивания потока паровоздушной смеси по ширине машины в потолочной подшивке с приводной стороны устанавливаются регулирующие заслонки. Укрытие сушильной части машины на I этаже является устройством, предотвращающим распространение тепла и влаги в помещении. Двери и щиты с приводной и лицевой сторон раздвижные.

Колпак закрытого типа состоит из каркаса, обшитого утепленными потолочными и боковыми щитами, вытяжных патрубков и укрытия машин на I этаже. С лицевой стороны машины у колпака подъемные щиты со смотровыми стеклами, с приводной — раздвижные. Подъемные щиты имеют автоматическое дистанционное и местное управление. Привод подъемных щитов электромеханический с тросовой подвеской и тормозным устройством.

Основные размеры колпаков закрытого и открытого типов в зависимости от ширины бумагоделательной машины следующие (L_1 — расстояние от оси станины до стенки колпака с лицевой стороны; L_2 — то же до стенки колпака с приводной стороны):

Обрезная ширина бумаги, мм . . .	2520	4200	6300	6720	8400
L_1 , мм	1800	1800	2000	2000	2000
L_2 , мм	1900	1900	2200	2200	2200

9.4. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОНВЕКТИВНОЙ СУШКИ БУМАГИ И КАРТОНА

Конвективные сушильные устройства — средство дополнительного подвода тепла к материалу с целью интенсификации процесса испарения влаги и выравнивания влажности по ширине полотна. Конвективные сушители устанавливаются не только над паровыми, но и над сотовыми цилиндрами устройств суши с тепломеханическим выносом влаги. Целесообразность применения конвективных сушителей в многоцилиндровой сушильной части бумагоделательных машин определяется значительной интенсификацией процесса испарения влаги при одновременном обеспечении свободной (в соответствии с технологическими требованиями) усадки бумаги, выравниванием влажности полотна перед устройствами для нанесения проклеивающих веществ и эффективной подсушкой покровных слоев.

Конвективные сушители устанавливаются над сушильными цилиндрами с углом охвата 120—180° и выполняются как со

встроенным, так и с выносным оборудованием. Наибольшее распространение получили сушители со встроенным оборудованием, так как их использование максимально сокращает потери тепла при транспортировке горячего воздуха по воздуховодам и позволяет снизить мощность необходимого вентиляционного оборудования.

При интенсивном обдуве полотна воздухом происходит разрушение пограничного слоя влаги, что обуславливает значительную интенсификацию ее испарения.

Струи воздуха прижимают полотно бумаги к цилиндру, что позволяет для ряда бумагоделательных машин не применять сушильные сукна.

Таким образом, к основным достоинствам конвективных сушителей можно отнести: увеличение производительности сушильной части; низкие капитальные затраты по сравнению с затратами на установку новых цилиндров с адекватной производительностью; полезную рекуперацию тепла паровоздушной смеси, обладающей высокими параметрами; улучшение качества бумаги благодаря более равномерной по ширине полотна сушке; возможность работы сушильной части без дорогих и быстроизнашивающихся сукон.

Конвективные сушители целесообразно устанавливать на всех одноцилиндровых машинах и над сушильными цилиндрами, когда требуется повысить производительность машины и равномерность влажности материала по ширине.

Высокий термический коэффициент полезного действия сушителя (75—80 %) обеспечивается благодаря высокой интенсивности сушки и незначительным тепловым потерям при хорошей изоляции колпака. По мере повышения температуры количество воздуха, необходимое для вентиляции, уменьшается вследствие повышения влагосодержания рециркулирующей паровоздушной смеси.

Применение высокопроизводительных сушителей позволяет повысить интенсивность сушки на 25—70 % в зависимости от вида высушиваемого материала, конструкции колпака, температуры и скорости подводимого воздуха.

Эффективность теплоотдачи зависит от конструкции сопел, их расстояния от материала, взаимного расположения и направления обдува полотна. Обычно расстояние от среза сопел до поверхности бумаги составляет 5—10 мм, ширина щели сопла 0,5—5 мм, скорость истечения воздуха 35—100 м/с, а температура подогретого паром в калориферах воздуха 120—160 °С, при газообразном или жидком топливе 250—550 °С.

В настоящее время широко применяются конвективные сушители с круглыми и щелевыми соплами и каналами для продольного обтекания [5, 6, А. с. 315739 (СССР)].

Общий вид конвективного сушителя с сопловым обдувом полотна показан на рис. 9.6, а.

Для обеспечения равномерной влажности по ширине полотна конвективный сушитель разделен на отдельные секции, что позволяет регулировать расход подаваемого воздуха. При

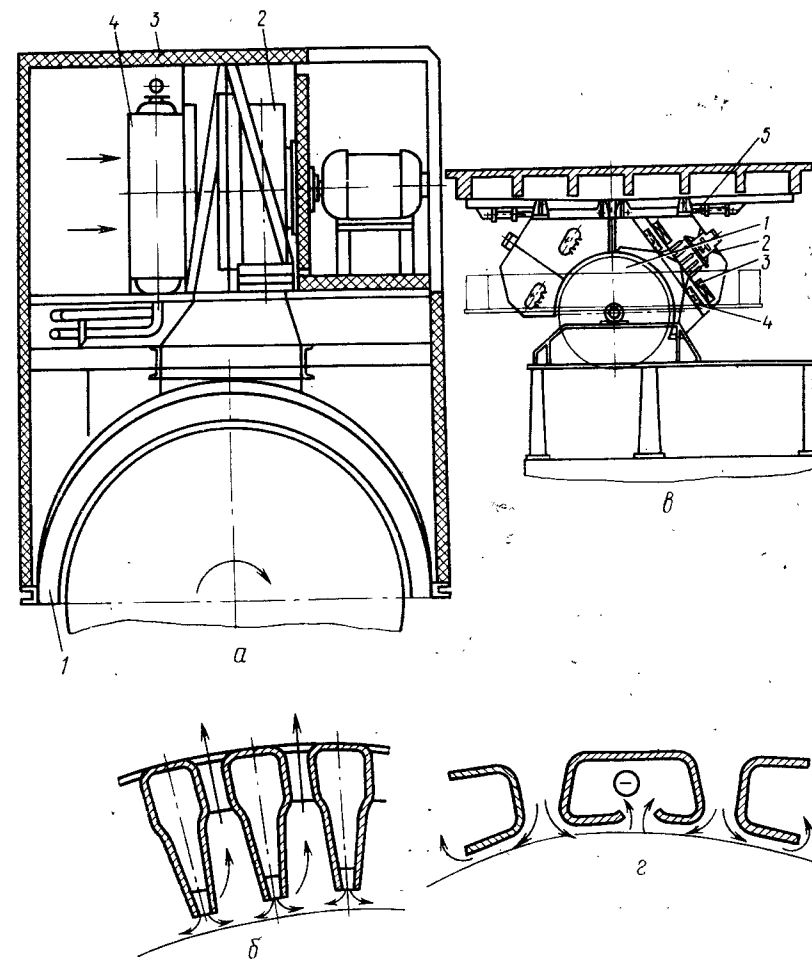


Рис. 9.6. Конвективные сушители:

а — поперечный разрез конвективного сушителя с сопловым обдувом полотна: 1 — сопловый аппарат; 2 — вентилятор системы циркуляции; 3 — теплоизолирующие щиты; 4 — калорифер; б — фрагмент соплового аппарата; в — конвективный сушитель к лощильному цилиндру: 1 — лощильный цилиндр; 2 — осевой вентилятор системы циркуляции; 3 — калорифер; 4 — фильтр; 5 — механизм перемещения; 2 — схема движения воздуха в распределительной камере с продольным обтеканием

заправке полотна и в случае обрыва во избежание забивания бумажной массой узкого пространства между цилиндром и сопловым аппаратом сушитель поднимают на 300—400 мм.

На рис. 9.6, в представлен конвективный сушитель с воздухораспределительной комбинированной камерой, обеспечивающей подачу воздуха через сопла и обтекание поверхности материала продольным потоком воздуха. Сушитель выполнен в виде двух самостоятельных секций. Каждая секция состоит из корпуса со встроенными в него калориферами, осевым вентилятором, фильтрами и воздухораспределительной камерой. Секции сушителя в момент обрыва полотна с помощью механизма перемещения [А. с. 296840 (СССР)] разводятся в стороны, обеспечивая свободный доступ к лощильному цилиндру. Воздухораспределительная камера изготовлена из тонколистовой коррозионностойкой стали.

Нагретый в калориферах воздух вентилятором подается в напорную камеру воздухораспределительного устройства и обтекает полотно бумаги на коротких участках с относительно постоянной скоростью. Часть циркулирующего в системе горячего насыщенного влагой воздуха подается вентилятором в теплорекуперационную установку, смешивается со свежим воздухом, нагревается и вновь подается в сушитель [А. с. 317342 (СССР)]. Управление сушителем автоматическое, приборы и контрольная аппаратура устанавливаются на пульте управления.

Установка конвективного сушителя на бумагоделательной машине с лощильным цилиндром позволяет улучшить качество продукции, повысить производительность машины и значительно снизить удельный расход тепла [6].

В последнее время в установках конвективной сушки и системах вентиляции все шире применяются гибкие металлочаевые рукава. Металлочаевые рукава изготавливаются из двух лент — металлической и тканевой, соединяемых замковым швом. Рукава гибкие, легкие, отличаются простотой конструкции и хорошими эксплуатационными характеристиками.

9.5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ МЕЖЦИЛИНДРОВЫХ ПРОСТРАНСТВ

Скорость испарения влаги из влажного полотна изменяется в зависимости от разности между давлением пара у поверхности полотна и парциальным давлением пара в воздухе. Испарение на поверхности сушильного цилиндра (за исключением случаев применения сушильных сеток и сукон редкого переплетения) незначительно. Установлено, что на быстроходных машинах в промежутках между цилиндрами испаряется до 70 % влаги. Поверхности цилиндров, высушиваемое полотно и сукно (сетка) образуют замкнутые межцилиндровые пространства, или так называемые карманы. В межцилиндровых пространствах вследствие ограниченного движения воздуха повышается влагосодержание, температура и парциальное давление пара

воздушной среды. В условиях повышенной влажности воздуха в кармане процесс массопередачи замедляется и температура полотна остается высокой. При низкой влажности в межцилиндровом пространстве скорость испарения повышается, а температура полотна падает. При последующем контакте с сушильным цилиндром возникает более высокий перепад температур, что способствует интенсивной теплопередаче. Наибольшая влажность в кармане наблюдается вдоль оси машины. Это приводит, особенно на широкоформатных машинах, к неравномерной сухости полотна.

Системы вентиляции межцилиндровых пространств должны обеспечивать низкую влажность воздуха в карманах и равномерную влажность полотна по его ширине за счет регулирования расхода воздуха.

К наиболее распространенным конструкциям систем вентиляции карманов сушильной части современных машин и регулировки профиля влажности полотна в первую очередь относятся сукнопродувные валики [78]. Сукнопродувные валики выполняют следующие функции: заменяют сукноведущие валики, обезвоживают сукно и обеспечивают вентиляцию межцилиндровой полости.

Общий вид валика сотовой конструкции, его поперечный разрез и элемент сотовой поверхности показаны на рис. 9.7.

Сукнопродувной валик состоит из проницаемой оболочки сотовой конструкции, внутренней обечайки, торцевых крышек с цапфами. Кольцевое пространство между проницаемой оболочкой и обечайкой разделено радиальными перегородками на продольные каналы. В каждом канале установлены пластины, жестко соединенные с радиальными перегородками.

Пластины помещаются наклонно в сторону выходных отверстий. Вал устанавливается в подшипниковых опорах [А. с. 555192 (СССР)].

Горячий воздух подается в находящиеся в зоне охвата сукном продольные каналы. Так как продольные каналы имеют переменное сечение, при вращении валика достигается равномерный по длине расход горячего воздуха, что обеспечивает равномерную влажность сукна. Расход воздуха через рубашку сукносушильного валика в зависимости от воздухопроницаемости сукна составляет 600—800 м³/ч на 1 м ширины.

При наличии синтетических сеток также целесообразно применять поперечную подачу воздуха через специальные сеткопродувные камеры. Температура воздуха обычно составляет около 90—120°. В зависимости от скорости машины воздух подается через сушильную сетку под определенным углом. Давление в камерах изменяется от 0,5 до 5 кПа. Горячий воздух, проходя через сетку, очищает ее. Сетка в процессе многомесячной эксплуатации может уменьшить свою воздухопроницаемость на 20—50 %.

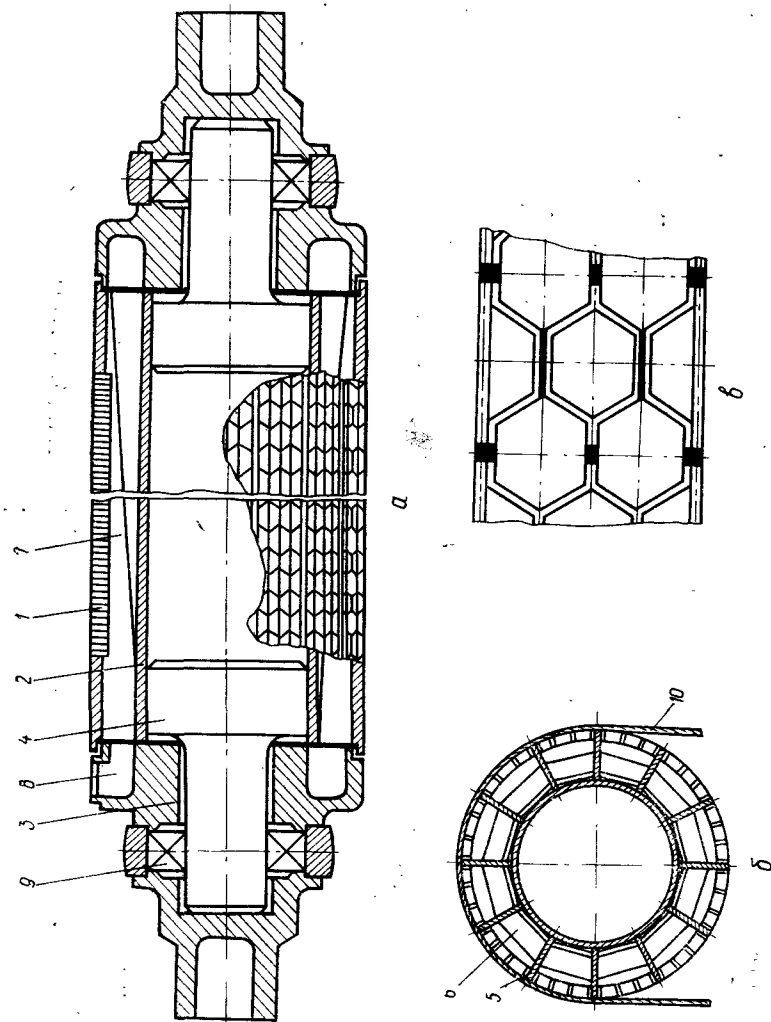


Рис. 9.7. Сукопродувной валик сотовой конструкции:

а — продольный разрез валика; б — поперечный разрез валика; 1 — элемент проникаемой поверхности; 2 — элемент проникаемой поверхности; 3 — торцевая крышка; 4 — цапфа; 5 — радиальная перегородка; 6 — продольный канал; 7 — пластина; 8 — выходящее отверстие; 9 — подшипниковая опора; 10 — сукно

Сеткопродувные камеры, работающие при относительно высоких давлениях (3—5 кПа), могут применяться в отдельных группах сушильной части. Наибольший эффект наблюдается при подаче горячего воздуха с высокой скоростью во втором периоде сушки. В первом периоде сушки с точки зрения экономии электроэнергии целесообразно устанавливать камеры, работающие при низком давлении воздуха.

Сеткопродувная камера обеспечивает уменьшение влагосодержания сушильных сеток и сукон редкого переплетения, ликвидирует застойные влажные зоны в карманах сушильной части путем принудительной циркуляции воздуха вокруг сетковедущего валика, обеспечивает равномерную влажность по ширине бумажного полотна.

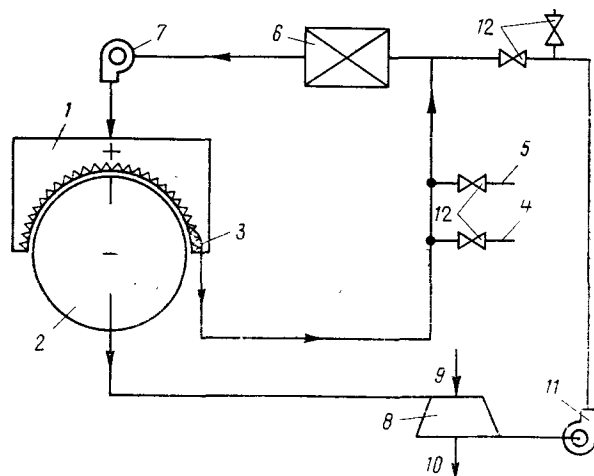
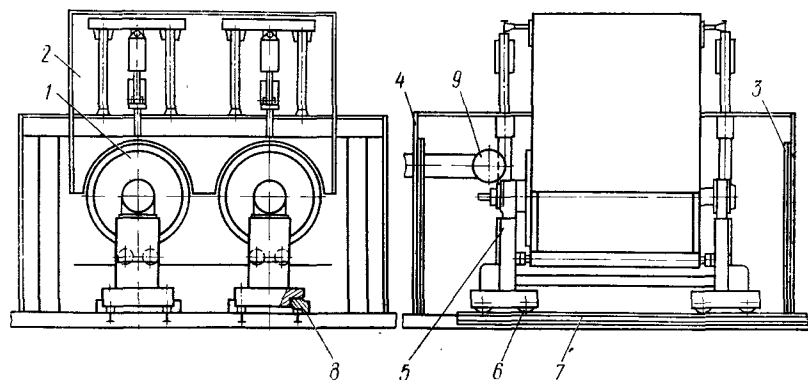
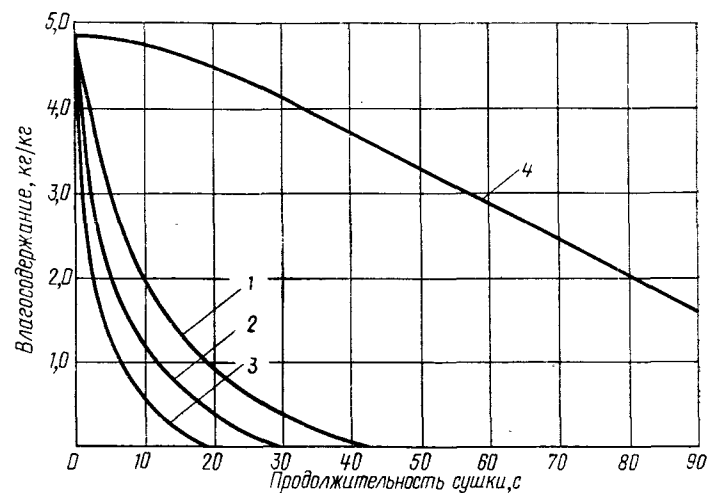
К преимуществам камер можно отнести надежность работы, простоту конструкции, небольшие размеры устройства и подводящих воздухопроводов, а также снижение расхода электроэнергии благодаря циркуляции воздуха.

9.6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ СУШКИ МЕТОДОМ ФИЛЬТРАЦИИ ВОЗДУХА

Сушка методом фильтрации воздуха через полотно бумаги и картона позволяет многократно по сравнению с контактной сушкой повысить интенсивность процесса и значительно снизить металлоемкость применяемого оборудования. Особенность метода заключается в том, что горячий воздух под действием перепада давления (Δp), создаваемого на обеих сторонах высушиваемого полотна, вступает в непосредственный контакт с волокнами и обеспечивает интенсивный тепло- и массоперенос. Сушка методом фильтрации воздуха особенно эффективна при производстве материалов, обладающих высокой воздухопроницаемостью (фильтровальных видов бумаги и картона, бумаги для изделий санитарно-гигиенического назначения, синтетической и др.). Интенсивность сушки этих материалов достигает 100—250 кг/(м²·ч), т. е. в 8—10 раз выше, чем на бумагоделательной машине с традиционной цилиндровой сушильной частью [87, 58].

Характерные кинетические кривые сушки с прососом горячего воздуха показаны на рис. 9.8. Для сравнения на том же графике приведена кривая сушки фильтровального картона на действующей бумагоделательной машине.

Следует отметить, что применение этого метода для сушки фильтровальных материалов способствует также улучшению структурно-фильтрующих показателей и получению пористой упругой структуры бумаги [59]. Имеется положительный опыт установки сушильных цилиндров с сотовой поверхностью вместо прессовой части бумагоделательных машин, вырабатывающих фильтровальные материалы. Высокоинтенсивная сушка с прососом горячего воздуха позволяет получить на этих маши-



нах более воздухопроницаемое полотно, чем на обычных машинах с прессовой частью.

Известны два способа сушки на перфорированных сушильных цилиндрах с прососом воздуха: с подачей воздуха под избыточным давлением внутрь сушильного цилиндра и с созданием разрежения на внутренней поверхности обечайки сушильного цилиндра. В обоих случаях над поверхностью сушильных цилиндров сотовой конструкции устанавливаются конвективные сушители с воздуховодами, которые в первом случае служат для забора просасываемого воздуха, а во втором — для подачи горячего воздуха в зону сушки.

Оценивая преимущества и недостатки обоих способов, следует отметить, что в первом облегчаются условия создания высоких перепадов давления, приложенных к сторонам высушиваемого полотна, однако, поскольку давление стремится оторвать полотно от поверхности цилиндра, здесь необходимо наличие дополнительной сетки для прижима полотна к цилиндру. В случае создания разрежения внутри сушильного цилиндра бумажное полотно под действием перепада давления плотно прилегает к поверхности цилиндра и необходимость в дополнительном прижиге отпадает.

В зависимости от конструкции конвективные сушители могут устанавливаться над одним или несколькими сушильными цилиндрами. Установка для сушки методом фильтрации воздуха со сдвоенным конвективным сушителем представлена на рис. 9.9.

Отечественная конструкция конвективного сушителя, предназначенного для подачи горячего воздуха на поверхность высушиваемого материала, описана в подразделе 9.4.

Принципиальная схема циркуляции воздуха в устройствах сквозной сушки представлена на рис. 9.10.

Горячий воздух со скоростью 40—60 м/с на выходе сопла распределительной коробки подается на влажное полотно.

Рис. 9.8. Кривые кинетики сушки фильтровального картона массой 1 м^2 110 г/м^2 :

1 — сквозная сушка, $t=150^\circ\text{C}$, $\Delta p=5000 \text{ Па}$; 2 — $\Delta p=7000 \text{ Па}$; 3 — $\Delta p=8500 \text{ Па}$; 4 — контактная сушка

Рис. 9.9. Установка для сушки полотна методом тепломеханического выноса влаги:

1 — цилиндр сотовой конструкции; 2 — сушитель конвективный, подъемный; 3, 4 — щиты раздвижные; 5 — станина цилиндра; 6 — катки; 7 — направляющие; 8 — опорные башмаки; 9 — воздуховод системы удаления паровоздушной смеси

Рис. 9.10. Схема циркуляции воздуха и пароснабжения в системе сушки с тепломеханическим выносом влаги:

1 — конвективный сушитель; 2 — перфорированный цилиндр; 3 — циркулирующая паровоздушная смесь; 4 — подача свежего воздуха; 5 — смешение с паром; 6 — теплоцентр; 7 — вентиляторы; 8 — подогрев технологической воды; 9 — подвод холодной воды; 10 — отвод теплой воды; 11 — воздухоудлики; 12 — регуляторы расходов воздуха

Часть паровоздушной смеси просасывается через полотно вследствие разрежения, создаваемого в цилиндре вентиляционными агрегатами. Циркулирующая часть паровоздушной смеси встроенными вентиляторами возвращается в колпак, смешивается со свежим воздухом, очищается в фильтрах, нагревается в калориферах и вновь подается на полотно.

В зависимости от вида высушиваемого материала, производительности машины и конечных параметров паровоздушной смеси, прошедшей сквозь полотно, используются следующие основные конструктивные схемы: одноступенчатая с узлом утилизации тепла без циркуляции воздуха; одноступенчатая с циркуляцией воздуха и его промежуточным нагревом; многоступенчатая с промежуточным нагревом и последовательной циркуляцией воздуха. В первой схеме отработанная паровоздушная смесь отдает тепло в контактных или в регенеративных теплообменниках. В схемах с рециркуляцией часть отработанного воздуха смешивается со свежим воздухом перед калориферами или горелками, при этом затраты энергии на нагрев воздуха и на испарение воды меняются в зависимости от степени рециркуляции. В многоступенчатых схемах воздух проходит сквозь полотно последовательно несколько раз. КПД систем повышают установкой теплообменников.

Основные недостатки существующих конструкций сушильных цилиндров с прососом воздуха — трудность создания уплотнения в местах контакта отсасывающих и подводящих камер с вращающимся перфорированным сушильным цилиндром, отсутствие возможности визуального контроля за работой уплотнений и трудность проведения демонтажных работ для замены уплотнений.

Учитывая вышесказанное, при создании отечественных конструкций устройств для сушки с прососом воздуха в первую очередь уделяют внимание созданию надежности и ремонтнопригодности уплотнительных элементов.

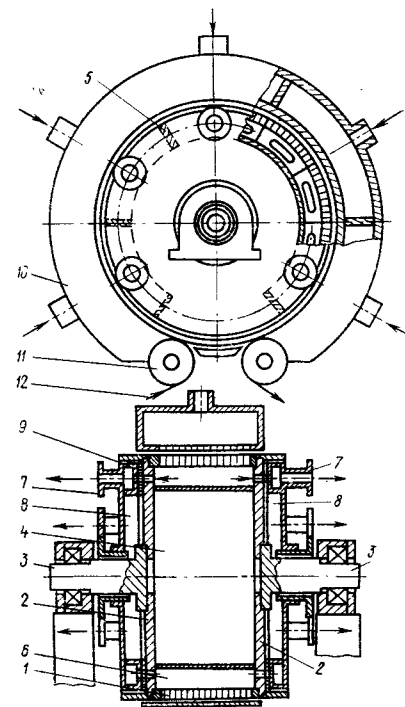
Конструкция сотового цилиндра [А. с. 573689 (СССР)] представлена на рис. 9.11.

Основная особенность конструкции рассматриваемого цилиндра — размещение всех элементов для отвода паровоздушной смеси и для образования зон отсоса по окружности цилиндра вне корпуса сушильного цилиндра, приводимого во вращение. Это обуславливает простоту конструкции цилиндра и легкость доступа для обслуживания и ремонта уплотняющих элементов. Основным элементом цилиндра является ячеистая проницаемая рубашка, изготовленная из тонких стальных листов, изогнутых и сваренных таким образом, что поверхность рубашки имеет вид пчелиных сот с шестиугольными ячейками.

Рубашка цилиндра крепится к крышкам, которые в свою очередь крепятся к цапфам. К крышкам цилиндра прикрепляется внутренний цилиндр, размещенный внутри сотового ци-

Рис. 9.11. Сотовый сушильный цилиндр с торцевым уплотнением:

1 — рубашка цилиндра; 2 — крышки; 3 — цапфы; 4 — внутренний цилиндр; 5 — радиальные перегородки; 6 — камера; 7 — воздуховоды системы прососа воздуха; 8 — коробки для прососа воздуха; 9 — фторопластовый диск; 10 — коробка для подачи горячего воздуха; 11 — ведущие валки; 12 — полотно



линдра, при этом, поскольку внутренний цилиндр имеет меньший диаметр, чем наружный, между цилиндрами образуется кольцевой зазор, который разделен продольными радиальными перегородками на ряд камер, открывающихся к сотовой поверхности наружного цилиндра. С лицевой стороны цилиндра в торцевых крышках имеются отверстия, соединяющие полости цилиндра с наружными воздуховодами через коробки (камеры) для удаления воздуха из внутренних полостей цилиндра. Уплотнение между вращающимся цилиндром и неподвижными отсасывающими камерами достигается использованием фторопластового диска, крепящегося к корпусу камер. Диск выполнен в виде трех пластин, имеющих канавки на поверхности, контактирующей с обработанной плоскостью вращающегося сушильного цилиндра. Корпус коробок установлен на резьбовых шпильках, позволяющих изменить положение корпуса коробок вместе с уплотнениями относительно цилиндра. Уплотнения предназначены для работы с небольшим зазором или с незначительным прижимом трущихся поверхностей, при этом специальных приспособлений для прижима не предусмотрено, прижим осуществляется за счет наружного атмосферного давления и наличия вакуума внутри цилиндра. Канавки на поверхности фторопластовых уплотнений служат для турбулизации потока и снижения расхода воздуха, проходящего сквозь уплотнения.

При вращении цилиндра продольные камеры вала соединяются с полостями неподвижных коробок, при этом в камерах возникает вакуум. Следует отметить, что существует зона, где полости камер вала сообщаются с окружающим пространством, и вакуум в них отсутствует. На этом участке поверхность цилиндра свободна от бумажного полотна, поэтому камеры вала

в этой зоне заполняются воздухом. В связи с этим при поступлении камеры в зону отсоса требуется удалять воздух при каждом обороте вала, что приводит к определенному увеличению производительности вакуумных насосов по сравнению с производительностью, рассчитанной только на объемы воздуха, которые должны пройти сквозь бумажное полотно при сушке.

Благодаря секционному устройству камеры для подачи теплоносителя и вакуумной камеры обеспечивается возможность выбора оптимальных для различной сухости полотна параметров теплоносителя и вакуума, что повышает эффективность устройства при одновременном снижении энергетических затрат.

К недостаткам метода сквозной сушки можно отнести сравнительно высокую энергоемкость оборудования, однако, как показывают теплотехнические расчеты, удельные затраты электроэнергии на единицу вырабатываемой продукции сокращаются.

10. КАЛАНДР И НАКАТ

10.1. МАШИННОЕ КАЛАНДРИРОВАНИЕ БУМАГИ

подавляющая часть продукции, вырабатываемой на бумаго- и картоноделательных машинах, проходит машинное каландрирование. Наряду с отливом, формованием и прессованием машинная отделка бумаги и картона в значительной степени определяет такие качественные показатели полотна, как плотность, гладкость и равномерность толщины. Перечисленные показатели, или управляемые параметры процесса каландрирования, имеют весьма важное значение для массовых и технических видов бумаги. Удовлетворяют требованиям ГОСТов и такие показатели качества бумаги, как разрывная длина, число двойных перегибов, воздухопроницаемость, белизна и др. Таким образом, основная цель машинного каландрирования состоит в достижении требуемых показателей гладкости, плотности и равномерности толщины полотна при соблюдении прочих показателей качества в заданных пределах.

Указанные требования к показателям качества предъявляются к бумаге не в равной степени. Например, каландрирование перфокарточной бумаги в основном преследует выравнивание толщины полотна, каландрирование кабельной бумаги — достижение требуемой плотности, каландрирование многих видов бумаги для печати — в первую очередь достижение требуемой гладкости.

Основное физическое воздействие, которое бумажное полотно испытывает в захвате металлических валов каландра, — деформация сжатия, осуществляемая под действием усилия, направленного по нормали к обрабатываемой поверхности полотна. Касательная составляющая усилия каландрирования примерно на два порядка меньше нормальной составляющей и заметного влияния на деформационные и качественные показатели полотна не оказывает. В то же время при обработке полотна в суперкаландре в результате деформации и «скольжения» набив-

ного вала касательное усилие оказывает заметное влияние на качественные показатели полотна [32, 84].

При обработке полотна в машинном каландре значение касательной составляющей усилия каландрирования необходимо учитывать при определении окружных усилий для расчета мощности каландрирования и усилий, действующих на промежуточные валы каландровых батарей.

На показатели процесса каландрирования в основном влияют давление между валами, число захватов, продолжительность каландрирования, температура валов и влажность обрабатываемого полотна. Эти параметры можно отнести к управляющим параметрам процесса. Наиболее важный параметр каландрирования — линейное давление и его распределение по ширине площадки контакта между валами и бумагой. Эффект воздействия на полотно в конечном счете определяется значением и характером распределения давления, которое в значительной степени зависит от вязкоупругих свойств бумаги.

Закон изменения давления в захвате валов по ширине площадки деформации полотна имеет вид колоколообразной кривой. Если пренебречь смещением участка максимального давления от середины площадки контакта вследствие вращения валов, то вершина колоколообразной кривой изменения давления по ширине B площадки контакта будет лежать на оси, проходящей через центры контактирующих валов (рис. 10.1). Соответствующее этому давлению линейное давление равно площади под кривой, определяемой интегрированием функции $f(x)$ по ширине площадки деформации:

$$p_{\text{лин}} = \int t(x) dx.$$

Для упрощения расчета среднего давления в захвате сложный по форме импульс площадки контакта с шириной B заменим равным по площади прямоугольным импульсом с шириной $B_{\text{эф}}$ и высотой p_{max} , тогда $p_{\text{max}} = p_{\text{лин}}/B_{\text{эф}}$. Эффективная ширина зоны контакта $B_{\text{эф}}$ зависит от вязкоупругих свойств бумаги и лежит в пределах от 0,5 B до 0,3 B соответственно для бумаги с ярко выраженными упругими свойствами и для пластичной бумаги. Упругие свойства бумаге придают целлюлозные волокна, а пластичность — влага, наполнители и волокна древесной массы. Ширина зоны контакта (B м) валов с бумагой определится как сумма входной C_1 и выходной C_2 зоны каландрирования:

$$B = C_1 + C_2 = \sqrt{\frac{2r_1r_2}{r_1 + r_2}} (\sqrt{\delta_0 + \delta_n} + \sqrt{\delta_n - \delta_n}), \quad (10.1)$$

где δ_0 — толщина бумаги до каландра, м; δ_n — наименьшая толщина бумаги в захвате валов, м; δ_n — толщина бумаги после каландра, м; r_1, r_2 — радиусы валов, м.

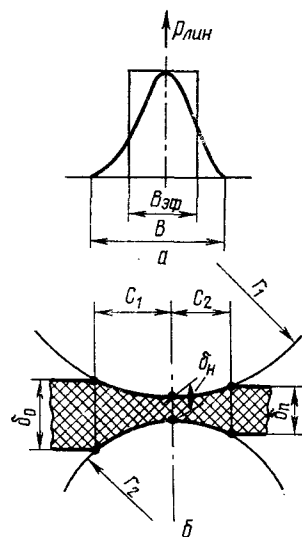
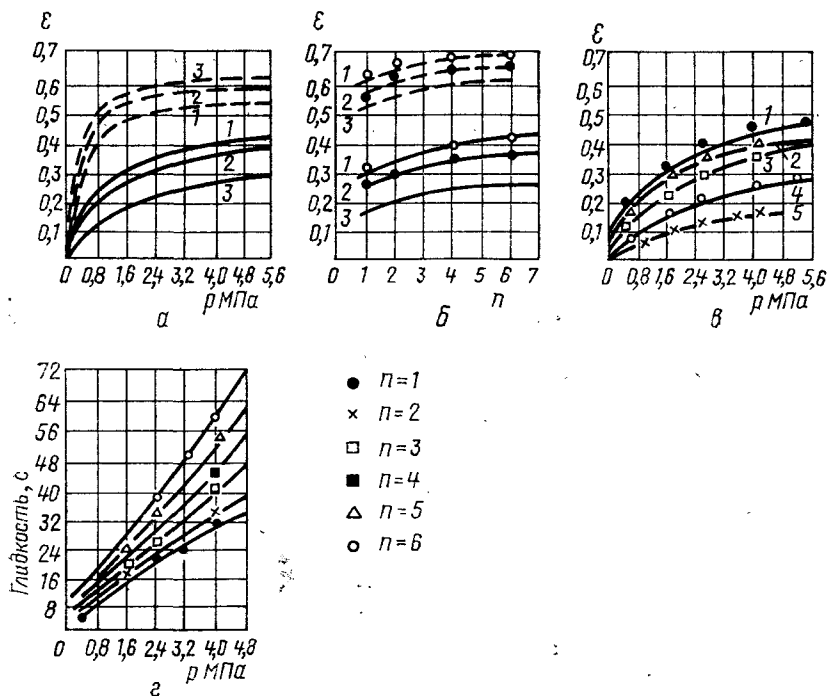


Рис. 10.1. Распределение давления в захвате валов батарей каландров (а) и деформация полотна в захвате валов (б)

Рис. 10.2. Зависимость деформации и гладкости бумаги от основных показателей процесса каландрирования:

а — зависимость полной и остаточной деформации типографской бумаги № 2 от давления при различной сухости C и температуре t полотна (скорость каландрирования $v=150$ м/мин); 1 — $C=80\%$; $t=65^\circ\text{C}$; 2 — $C=92\%$; $t=65^\circ\text{C}$; 3 — $C=95\%$; $t=20^\circ\text{C}$ (— — — полная деформация; — — — остаточная деформация); б — зависимость полной и остаточной деформации типографской бумаги № 2 от числа захватов при разном давлении деформации: 1 — $p=24$ МПа; 2 — $p=16$ МПа; 3 — $p=8$ МПа; в — зависимость остаточной деформации ε от давления для бумаги с разной плотностью g : 1 — типографская бумага ($g=0,7$ г/см³); 2 — кроющая бумага ($g=0,7$ г/см³); 3 — паечная бумага ($g=0,75$ г/см³); 4 — кабельная бумага ($g=0,78$ г/см³); 5 — упаковочная бумага ($g=0,9$ г/см³); г — зависимость гладкости типографской бумаги от давления при разном количестве захватов ($C=92\%$, $t=60^\circ\text{C}$, $v=150$ м/мин)



На рис. 10.2 в координатах деформация ε — давление p представлены опытные кривые полной и остаточной относительной деформации различных видов бумаги при постоянной скорости каландрирования [64]. Кривые зависимости полной и остаточной деформации от прилагаемого давления и числа циклов нагружения (числа захватов n) нелинейны и асимптотически приближаются к своему предельному значению. Форма графиков (крутых при малых давлениях и деформации и пологих при больших) объясняется процессом сжатия волокон бумаги. В начальный момент, при вытеснении воздуха из межволоконных полостей, деформация происходит более интенсивно и для этого не требуется больших усилий. По мере сжимаемости волокон деформация затрудняется. В многовалных каландрах деформация бумаги происходит в основном в первых двух захватах. Так, при суммарной относительной деформации газетной бумаги в восьмивальном каландре 30 % деформация в первых двух захватах составляет 20 %, а в последнем захвате всего 2 %.

Гладкость бумаги с увеличением числа захватов и линейного давления возрастает практически линейно. По мере движения бумажного полотна от захвата к захвату многовального каландра оно уплотняется и теряет пластичность, вследствие чего площадка деформации бумаги при действии на нее усилия, направленного по нормали, уменьшается, а давление увеличивается. Так, в шестивальном каландре при каландрировании типографской бумаги № 2 увеличение линейного давления от первого к пятому захвату в 5 раз приводит к повышению давления в захвате в 9 раз.

Как уже отмечалось, эффект каландрирования в значительной степени зависит от влажности каландрируемой бумаги. С повышением влажности пластичность бумаги увеличивается, благодаря чему при прохождении между валами каландра она хорошо выглаживается и уплотняется. Эффект каландрирования чрезмерно сухой бумаги очень снижается, кроме того, при этом наблюдаются частые обрывы полотна. Вместе с тем и повышенная влажность бумаги также не приемлема: возможны обрывы, потемнение бумаги и появление на ее поверхности залощенных участков. Гладкость такой бумаги со временем убывает.

Таким образом, в зависимости от вида бумаги и условий ее каландрирования необходима оптимальная влажность.

При выработке бумаги трудно обеспечить равномерную и оптимальную влажность. Поэтому на практике бумагу несколько пересушивают, а затем увлажняют на холодильном цилиндре. Увлажнение бумаги на 1—2 % на холодильном цилиндре происходит вследствие конденсации влаги на соприкасающейся с бумагой холодной поверхности цилиндра. Волокна поверхностных слоев увлажненной бумаги приобретают пластич-

ность и легко поддаются деформации, в результате чего повышается гладкость бумаги.

Дополнительный прижим в каландре с обычными сплошными валами сообщается через верхний вал. Для компенсации прогиба при этом нижний и верхний валы бомбируются. Однако применять высокие линейные давления в первых захватах каландра для многих видов бумаги и в первую очередь бумаги, содержащей в композиции древесную массу, нельзя вследствие переложения и появления темных пятен на бумаге. Последнее обусловлено неоднородностью толщины и неоднородностью вязкоупругих констант бумаги, поступающей в каландр.

Создание валов с регулируемым прогибом расширило возможности управления процессом каландрирования, в частности позволило обеспечить дополнительный прижим валов после прохождения бумагой одного-двух захватов каландра, т. е. после предварительного выравнивания толщины бумаги и ее вязкоупругих свойств. Дополнительный прижим позволяет существенно повысить давление каландрирования без повреждения бумаги [64].

10.2. КОНСТРУКЦИИ И ТИПЫ МАШИННЫХ КАЛАНДРОВ

Машинный каландр включает: металлические валы, расположенные в виде вертикальной батареи, контактирующие друг с другом и опирающиеся под действием собственного веса на коренной вал батареи; станины, в которых размещены корпуса подшипников и рычаги валов; привод для вращения нижнего либо второго снизу вала; механизм подъема и устройства дополнительного прижима валов.

Приводной вал передает вращение смежным валам благодаря силам трения. Количество валов в каландровой батарее устанавливают в зависимости от назначения и вида вырабатываемой бумаги, требуемого качества ее отделки, скорости машины и других факторов.

Машинный каландр — один из наиболее энергоемких и динамически нагруженных агрегатов машины. При высокой точности изготовления и регулирования деталей и узлов, входящих в его конструкцию, машинный каландр характеризуется максимальной удельной металлоемкостью.

Высокие требования к качеству поверхности валов и, как следствие, относительно частые их перешлифовки увеличивают время простоя машины.

До недавнего времени на машинах малой и средней скорости чаще всего устанавливались шестивальные каландры, а для выработки газетной бумаги, массовых видов писчей, бумаги для печати и оберточной бумаги применяли 8—10-вальные каландры или две последовательно установленные шестивальные

батареи. Применение 8—10-вальных каландров, а тем более их дублирование ведет к удорожанию продукции и увеличению полезной площади, занимаемой машиной, и повышению обрывности бумажного полотна.

Применение каландровых валов с регулируемым прогибом, обеспечивающих равномерное давление по всей длине захвата, позволило интенсифицировать процесс машинной отделки бумаги и картона в основном за счет увеличения линейного давления. Это дало возможность уменьшить число валов в батарее и тем самым снизить металлоемкость каландра.

К основным конструктивным параметрам можно отнести: тип станины, устройства для вылегчивания и дополнительного прижима валов, количество и конструктивные особенности валов, компоновку каландровой батареи. Каждый из этих параметров оказывает влияние на качество продукции и эксплуатацию всей каландровой батареи.

10.2.1. Типы станин каландра

По типу станин каландры разделяются на закрытые двусторонние (рис. 10.3, а) и открытые односторонние (рис. 10.3, б и 10.3, в). В закрытых станинах корпуса подшипников средних и верхнего валов располагаются между направляющими станин, а в открытых — корпуса подшипников шарнирно закреплены на станинах. К достоинствам станин открытого типа можно отнести: чувствительность системы валов к вертикальным перемещениям, простоту изготовления станин и корпусов, удобство обслуживания и смены валов.

На рис. 10.3, б показан каландр с открытыми станинами, у него механизм подъема и прижима валов расположен на консоли станин, что затрудняет проводить монтажные и демонтажные работы при смене валов на перешлифовку. На рис. 10.3, в изображена отечественная конструкция каландра с открытыми станинами, со встроенным в станину механизмом подъема и прижима валов [А. с. 406995 (СССР)]. Эта конструкция каландра имеет следующие основные преимущества: упрощена операция смены каландровых валов (сокращается продолжительность монтажных и демонтажных работ при смене валов); обеспечивается возможность передачи дополнительного прижима на любой вал (если это требуется по технологическим условиям) без переделки механизма дополнительного прижима.

10.2.2. Вылегчивание валов

Каждый шарнирно закрепленный вал в каландрах со станинами открытого типа опирается по всей длине своей рабочей части на нижележащий вал. Под действием веса подшипников и их корпусов, цапф и шаберов, консольно нагружающих

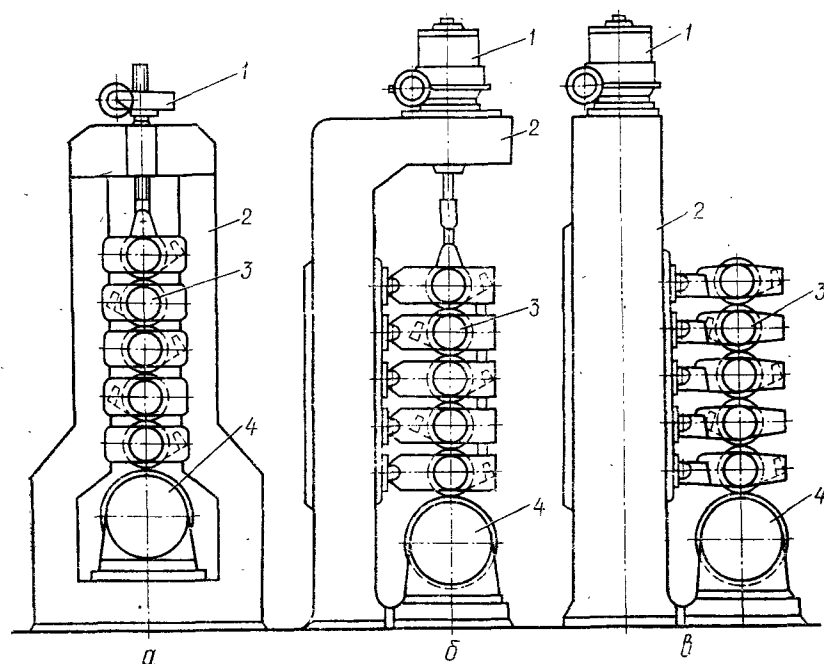


Рис. 10.3. Типы машинных каландров:

а — каландр с закрытыми станинами; б — каландр с открытыми станинами и консольным закреплением механизма прижима и подъема; в — каландр с открытыми станинами и встроенными механизмами прижима и подъема; 1 — механизм прижима и подъема валов; 2 — станина; 3 — промежуточные валы; 4 — нижний (коренной) вал

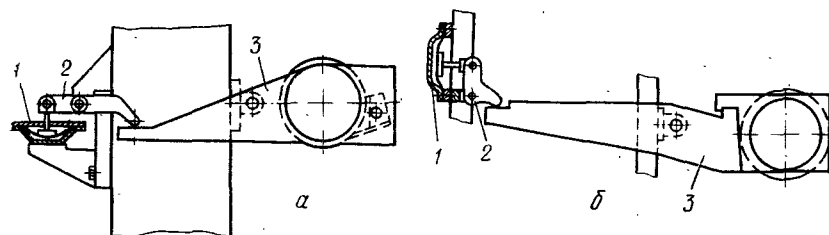


Рис. 10.4. Механизмы вылегчивания валов:

а — с горизонтальным креплением диафрагмы; б — с вертикальным креплением диафрагмы; 1 — диафрагма вылегчивания; 2 — передаточные рычаги; 3 — рычаги валов

цапфы, валы прогибаются кверху, что нарушает между валами равномерность линейного давления по ширине полотна. Специальные гидро- или пневмоустройства позволяют не только вывешивать эти консольные нагрузки, но и создавать избыточные нагрузки на консольных частях, прогибающие валы в противоположную сторону. Эти гидро- или пневмоустройства называют механизмами вылегчивания, а усилия, создаваемые ими, — усилиями вылегчивания.

Механизм вылегчивания позволяет: полностью компенсировать нагрузку от консольных частей; компенсировать разность консольных нагрузок, возникающую на смежных промежуточных валах из-за наличия внутренних и внешних шаберов, а также разную жесткость валов для обеспечения равномерного контакта в захватах; уменьшать в значительных пределах нагрузку на нижний вал от рабочей части самих валов; тем самым регулировать линейное давление между валами; обеспечить (в известных пределах) возможность работы каландра с разным числом валов в батарее, не изменяя бомбировки нижнего вала; корректировать изменение толщины бумажного полотна по краям.

Известны различные схемы механизма вылегчивания. Наибольшее распространение получила схема независимого вылегчивания каждого вала с восприятием реакции усилия вылегчивания от каждого вала непосредственно на станину (рис. 10.4). В этих устройствах мембранные исполнительные механизмы закрепляются на лицевой и приводной сторонах сзади станин (рис. 10.4, а) в вертикальном либо горизонтальном положении. Давление воздуха создает нужное и независимое на каждом вале усилие вылегчивания.

Системы вылегчивания, изображенные на рис. 10.4, установлены на отечественных каландрах (рис. 10.4, б) и каландрах фирмы «Мицубиси» (рис. 10.4, а) и вполне себя оправдали в эксплуатации.

Для увеличения линейного давления между валами и для их полного разведения служит механизм подъема и прижима валов. В каландрах старых конструкций наиболее распространены рычажно-грузовые механизмы прижима валов сверху. В современных каландрах (особенно для широких машин) используются гидравлические и пневматические механизмы прижима и электромеханические системы подъема и опускания валов.

В электромеханическую систему подъема и опускания валов входят реверсивный электродвигатель, червячные редукторы и горизонтальный вал, синхронно передающий вращение подъемным винтам, соединенным с тягами подъема валов.

В каландре отечественной конструкции (рис. 10.5, табл. 10.1) внутри станин расположены две тяги, соединенные между собой внизу коромыслом, поворачивающимся на оси. Одна тяга,

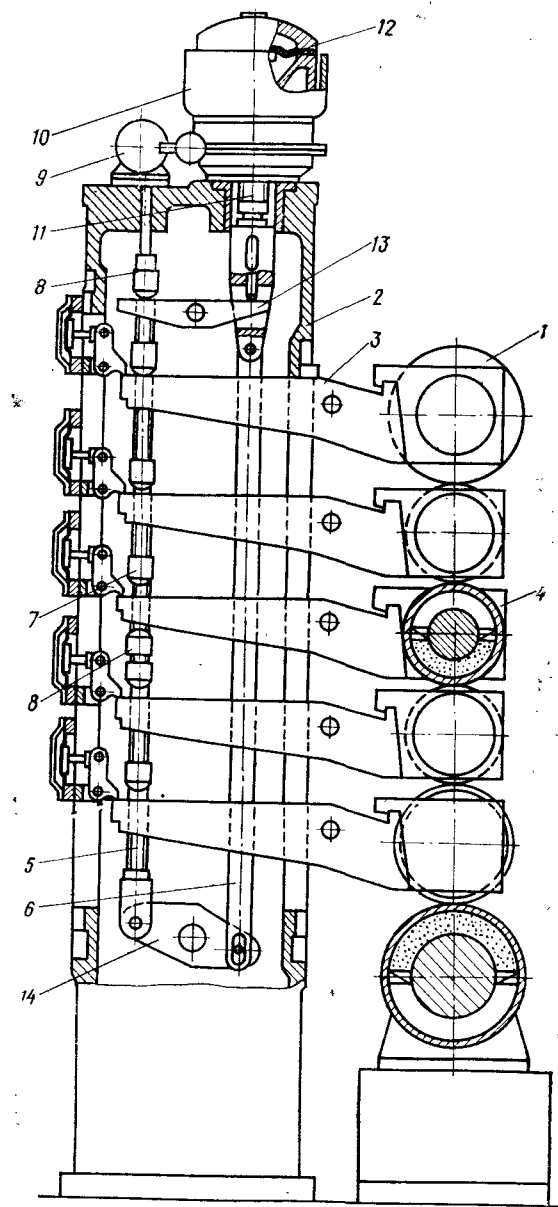


Рис. 10.5. Машинный каландр отечественной конструкции:

1 — металлические валы; 2 — станины; 3 — рычаги валов; 4 — корпуса подшипников; 5 — тяги подъема и прижима валов; 6 — соединительные тяги; 7 — упоры подъема и разведения валов; 8 — упоры прижима валов; 9 — электродвигатель механизма подъема валов; 10 — червячные редукторы подъема валов; 11 — винты подъема валов; 12 — диафрагма прижима валов; 13 — коромысло прижима валов; 14 — коромысло вылегчивания валов

10.1. Основные параметры каландров в зависимости от вида вырабатываемой продукции

Вид вырабатываемой бумаги	Количество валов в каландровой батарее	Номер и тип валов с регулируемыми прогибом		Номер приводного вала		Рекомендуемое давление в нижнем захвате, кН/м	
		для машин с обрезной шириной 4200 мм и выше	для машин с обрезной шириной до 2500 мм	для машин с обрезной шириной 4200 мм и выше	для машин с обрезной шириной до 2500 мм	для машин с обрезной шириной 4200 мм	для машин с обрезной шириной 6/20 мм
Газетная марок А, Б	6	№ 1 и 4 на гидроподдержке То же		№ 2	№ 1	90	100
Для печати типографская № 1 марки Б	6	То же	№ 1 и 4 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	75	85
Офсетная № 1 марки В	4	№ 1 и 3 на гидроподдержке	№ 1 и 3 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	50	60
Мешочная М80	2	№ 1 на гидроподдержке	№ 1 и 2 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	25	30
Бумага для гофрирования	2	То же	То же	№ 2	№ 1	20	25
Для упаковки продуктов на автоматах марок А, Б, В	4	№ 1 и 3 на гидроподдержке То же	№ 1 и 3 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	40	45
То же, суперкаландрированная марки Г	4	То же	То же	№ 2	№ 1	40	45
Пачечная для упаковки папирос и сигарет	4	»	»	№ 2	№ 1	45	55
Чертежная прозрачная	4	№ 1 на гидроподдержке	№ 1 и 2 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	65	75
Перфокарточная	2 каландра по 6 валов	№ 1 и 4 на гидроподдержке	№ 1 и 4 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	45	55
Кабельная марки К-120	4	№ 1 и 3 на гидроподдержке	№ 1 и 3 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	90 и 100	110 и 120
Крюковая К-2	2	№ 1 на гидроподдержке	№ 1 и 2 мало-прогибаемые	№ 2	№ 1	55	75
				№ 2	№ 1	45	55

на которой закреплены упоры подъема и прижима валов, служит для подъема (разведения) и прижима валов, а другая является соединительным звеном с электромеханическим приводом подъема и опускания валов.

Упоры подъема валов (начиная от рычага верхнего вала) устанавливаются с нарастающими зазорами, благодаря чему при перемещении тяги с упорами вниз, упоры, поочередно взаимодействуя с рычагами валов, разводят их на примерно равные расстояния.

Для дополнительного прижима служат две диафрагмы, встроенные в червячные редукторы. Шток диафрагмы проходит через полый винт червячного редуктора и опирается на верхнее коромысло прижима, через которое при помощи разрезных упоров прижима, закрепленных на тяге, давление передается на рычаги валов. Для независимого вылегчивания промежуточных валов служат устройства с мембранно-рычажными исполнительными механизмами.

10.3. КОМПОНОВКА КАЛАНДРОВОЙ БАТАРЕИ ПРИ НАЛИЧИИ ВАЛОВ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРОГИБОМ

В классической компоновке каландра, широко применяемой до последнего времени, обычные металлические валы располагаются в одной плоскости один под другим, а нижний вал является приводным и бомбированным. Дополнительный прижим (в случае необходимости) прилагается к верхнему валу. Количество валов в батарее определяется в основном линейным давлением в последнем захвате каландра для данного вида бумаги.

На определенном этапе развития бумагоделательного машиностроения классическая компоновка перестала удовлетворять эксплуатационным требованиям в связи с тем, что увеличение рабочих скоростей и ширины бумагоделательных машин стало приводить, во-первых, к частым обрывам бумаги из-за возникновения недопустимых вибраций в многовальной каландровой батарее и, во-вторых, к неравномерности профиля полотна по его ширине в связи с возникновением больших прогибов валов.

В связи с широким распространением валов с регулируемым прогибом появились широкие технологические возможности по интенсификации процесса каландрирования. Современные конструкции каландров позволяют создавать необходимые линейные давления в любом захвате, сохраняя их равномерность по всей длине валов. Это дало возможность уменьшить количество валов в каландровой батарее, повысить надежность ее работы и снизить металлоемкость.

Из большого многообразия компоновок каландров можно выделить следующие модификации для каландрирования различных видов бумаг: 1) двухвальный каландр; 2) каландр со

стационарным вторым валом; 3) каландр с дополнительным прижимом промежуточного вала; 4) каландр с независимым регулированием давления между валами в каждом захвате.

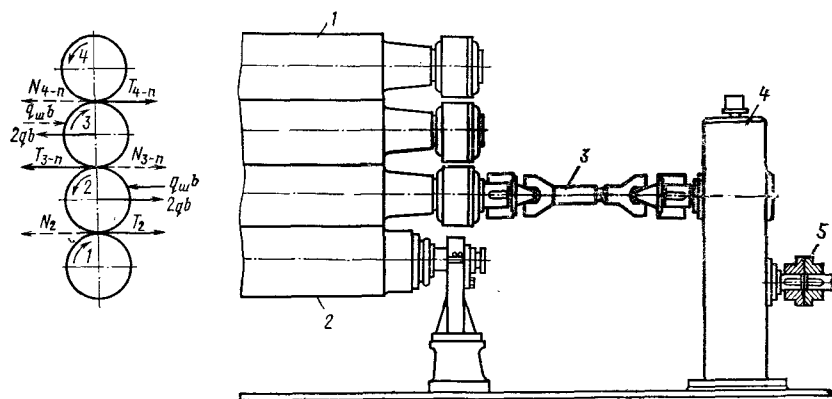
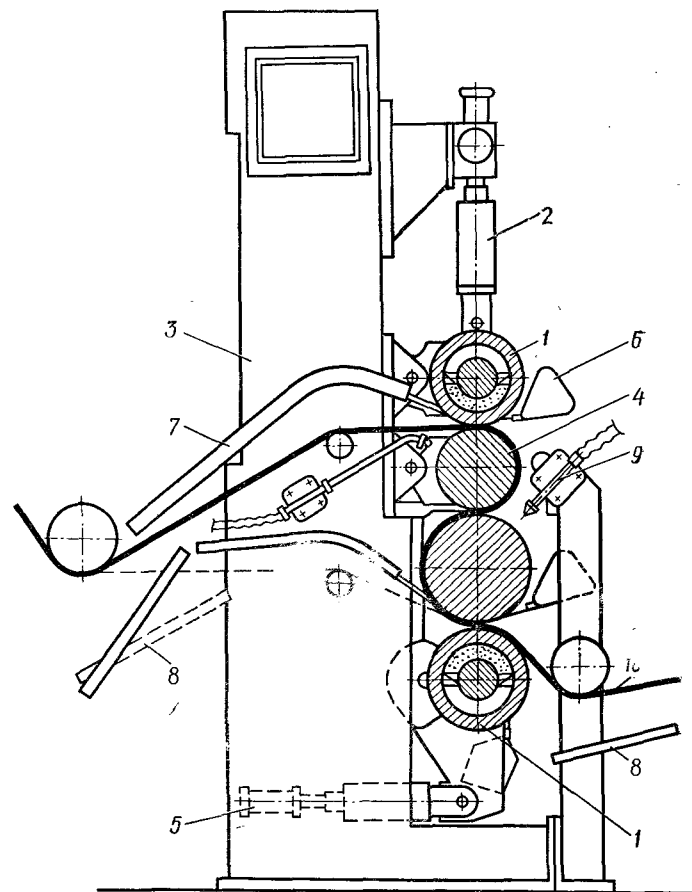
Каландры высокой интенсивности имеют лишь два вала с регулируемым прогибом, работают со значительно большими линейными давлениями в захвате, чем многовальные каландры. Так, в двухвальных каландрах, изготавливаемых фирмой «Белойт» (США), линейное давление составляет до 200 кН/м (в обычных машинных каландрах линейное давление в нижнем захвате в зависимости от вида вырабатываемой бумаги составляет обычно 80—100 кН/м). При таких давлениях достигается необходимая степень уплотнения бумаги в одном захвате. Лоск и гладкость бумаги после прохождения двухвального каландра высокой интенсивности несколько ниже, чем при обработке бумаги в многовальном каландре.

В двухвальных каландрах качество вырабатываемой продукции зависит в большей степени от точности обработки наружной поверхности валов, чем в многовальных каландрах, что создает некоторые трудности при их широком практическом применении.

Оригинальную компоновку имеет четырехвальный каландр со вторым стационарным валом. В этом каландре (рис. 10.6) бумага может обрабатываться либо в одном захвате (между двумя нижними валами) при высоких линейных давлениях (как в двухвальном каландре высокой интенсивности), либо в трех захватах (как в обычных многовальных каландрах). Нижний и верхний валы выполнены с регулируемым прогибом.

В многовальном каландре с независимым регулированием давления между валами в каждом захвате фирмы «Белойт» устанавливается нижний вал типа Белойт (с поддерживающим башмаком) с регулируемым прогибом. Кроме того, устанавливаются промежуточные валы с регулируемым прогибом, чередующиеся с промежуточными валами обычного типа.

Валы с регулируемым прогибом позволяют изменять прогиб рубашки вала, сохраняя тем самым равномерное давление между всеми валами при различных линейных давлениях между ними. Из существующих разнообразных типов каландров с весьма различными технологическими характеристиками надо выбирать такой каландр, который при минимальных капитальных и эксплуатационных затратах обеспечит получение продукции высокого качества и при этом является достаточно универсальным. В значительной степени этим требованиям удовлетворяет каландр отечественной конструкции (см. рис. 10.5), в котором при наличии нижнего и промежуточного валов с регулируемым прогибом дополнительный прижим может осуществляться в любом захвате. Для этого нужно только соответствующим образом установить нижний прижимной упор на тяге подъема и прижима валов.



Вал с регулируемым прогибом, на который передается дополнительный прижим, как отмечалось, целесообразно устанавливать вторым или третьим сверху. Привод вращения каландра желательно осуществлять от второго вала снизу, благодаря чему отпадает необходимость в применении трехкольцевого подшипника для нижнего вала.

При приводе в каландрах (рис. 10.7) второго снизу вала вращение ему сообщается через карданный вал, что позволяет осуществлять его подъем. По литературным данным, вместо карданного вала для привода второго снизу вала применяют иногда гибкие валы.

В конструкцию каландра помимо рассмотренных выше деталей и узлов могут входить различные вспомогательные приспособления и устройства. Одни из них являются обязательной частью любого современного каландра, установка других может быть обусловлена особенностями технологического процесса выработки определенного вида бумаги. Кроме того, они могут быть введены в конструкцию каландра для облегчения условий его обслуживания, придания ему определенной универсальности и технологической гибкости при выработке продукции широкого ассортимента.

Обязательная часть современных каландров — системы для воздушной или канатиковой заправки бумаги на каландр и накат. Они установлены практически на всех бумагоделательных машинах, работающих на скоростях более 150 м/мин.

Современные каландры имеют также устройства для обогрева паром или охлаждения водой полых валов и воздушного обдува валов или отдельных их участков с дифференцированной подачей воздуха через систему сопел.

10.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ КАЛАНДРА

На нижний вал и его подшипники в вертикальной плоскости действует сила тяжести всех валов (включая собственный вес нижнего вала), сила тяжести подшипников и шаберов вышележащих валов (при отсутствии механизмов вылегчивания) и усилие дополнительного прижима. Расчет на прочность и жесткость нижнего вала от действия этих нагрузок приведен в табл. 10.2.

Рис. 10.6. Каландр со стационарным вторым валом:

1 — вал с регулируемым прогибом; 2 — механизм прижима верхнего вала; 3 — станина; 4 — вал; 5 — механизм прижима нижнего вала; 6 — шабер; 7 — лоток с шабером; 8 — лоток; 9 — сопла охлаждения; 10 — полотно бумаги

Рис. 10.7. Каландр с приводным вторым валом:

1 — валы обычной конструкции; 2 — нижний вал с регулируемым прогибом; 3 — карданный вал; 4 — редуктор; 5 — соединительная муфта

10.2 Расчет нижнего вала каландра на прочность и жесткость (рис. 10.8)

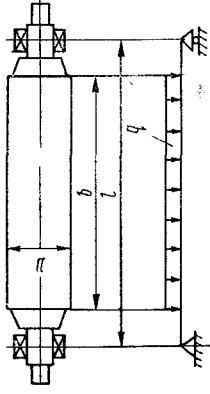


Рис. 10.8. Вал каландра (к табл. 10.2)

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Формула	Примечание
--------------	-------------	-------------------	---------	------------

1. Статическое напряжение изгиба в среднем сечении вала	$\sigma_{ст}$	МПа	$\sigma_{ст} = \frac{M}{W}$	
Изгибающий момент в опасном сечении (посередине вала)	M	Н·м	$M = \frac{\theta}{4} \left(l - \frac{b}{2} \right)$	
Момент сопротивления среднего сечения вала	W	см ³	$W = 0,1 D^3$	
Общая нагрузка на нижний вал	θ	Н	$\theta = G + q b$	
2. Динамические напряжения изгиба	σ_d	МПа	$\sigma_d = \sigma_{ст} k_d \leq [\sigma_{-1}]$	σ_d возникает в результате падения промежуточных валов на нижний во время заправки полотна
Коэффициент динамичности	k_d		$k_d = 1 + \frac{2h}{f_{ст} \left(1 + \frac{17}{35} \frac{17G_n}{\Sigma G_n - a} \right)}$	Высота h падения верхних валов на нижележащие принимается 0,5—1 мм

Допускаемое напряжение	$[\sigma_{-1}]$		$[\sigma_{-1}] = \frac{(\sigma_{-1})_{\sigma_{ст}} \cdot \beta}{k_s \cdot n}$	
Предел выносливости при растяжении — сжатии	$(\sigma_{-1})'$	МПа	Для чугунов с $\sigma_{ви} = 440$ ($\sigma_{-1})' = 120$, для чугунов с $\sigma_{ви} = 600$ ($\sigma_{-1})' = 150$	[61, табл. 4 стр. 474]
Коэффициент, характеризующий влияние абсолютных размеров	ε		$\varepsilon = 0,5$ для диаметров вала 500 мм	[56, с. 91]
Коэффициент запаса прочности	h		Для чугуна $n = 3$	(61, табл. 31, с. 537)
Коэффициент концентрации	k_s		$k_s = 1$	
Коэффициент, характеризующий влияние состояния поверхностного слоя и его упрочнения	β		$\beta = 1$	
3. Статический прогиб нижнего вала, включая и прогиб цапф под действием веса валов со второго по последний	$f_{ст}$	см	$f_{ст} = \frac{Q}{384EI} [b^3 - 4b^2l + 8b^3 + 64a^3(d-i)]$	
Момент инерции среднего сечения вала	I	см ⁴	$I = 0,05 d^4$	
Коэффициент приведения жесткости	α		$\alpha = \frac{EI}{E_1 I_1}$	E_1 — жесткость среднего сечения цапф
Прогиб рабочей части нижнего вала в среднем сечении	$f'_{ст}$	см	$f'_{ст} = \frac{ab^2}{384EI} (12l - 7b)$ $f'_{ст} \leq [f']$	$[f']$ — предельно-допустимый прогиб нижнего вала каландра $[f'] = \frac{1}{6000} \div \frac{1}{8000}$

10.2 Расчет нижнего вала каландра на прочность и жесткость (рис. 10.8)

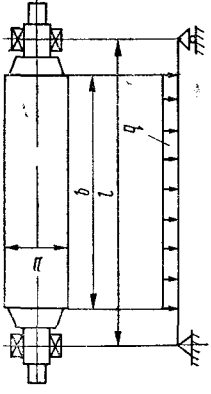


Рис. 10.8. Вал каландра (к табл. 10.2)

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Формула	Примечание
1. Статическое напряжение изгиба в среднем сечении вала	$\sigma_{ст}$	МПа	$\sigma_{ст} = \frac{M}{W}$	
Изгибающий момент в опасном сечении (посередине вала)	M	Н·м	$M = \frac{\theta}{4} \left(l - \frac{b}{2} \right)$	
Момент сопротивления среднего сечения вала	W	см ³	$W = 0,1D^3$	
Общая нагрузка на нижний вал	θ	Н	$\theta = G + qb$	
2. Динамические напряжения изгиба	σ_d	МПа	$\sigma_d = \sigma_{ст} k_d \leq [\sigma_{-1}]$	σ_d возникает в результате падения промежуточных валов на нижний во время заправки полотна
Коэффициент динамичности	k_d		$k_d = 1 + \sqrt{\frac{2h}{f_{ст} \left(1 + \frac{17}{35} \frac{17G_n}{\Sigma G_{2-n}} \right)}}$	Высота h падения верхних валов на нижележащие принимается 0,5—1 мм

Допускаемое напряжение	$[\sigma_{-1}]$		$[\sigma_{-1}] = \frac{(\sigma_{-1})_{\sigma\sigma} \beta}{k_s n}$	[61, табл. 4 стр. 474]
Предел выносливости при растяжении — сжатии	(σ_{-1})	МПа	Для чугунов с $\sigma_{ви} = 440$ ($\sigma_{-1}) = 120$, для чугунов с $\sigma_{ви} = 600$ ($\sigma_{-1}) = 150$	
Коэффициент, характеризующий влияние абсолютных размеров	ε		$\varepsilon = 0,5$ для диаметров вала 500 мм	[56, с. 91]
Коэффициент запаса прочности	h		Для чугуна $n = 3$	(61, табл. 31, с. 537)
Коэффициент концентрации	k_s		$k_s = 1$	
Коэффициент, характеризующий влияние состояния поверхностного слоя и его упрочнения	β		$\beta = 1$	
3. Статический прогиб нижнего вала, включая и прогиб цапф под действием веса валов со второго по последний	$f_{ст}$	см	$f_{ст} = \frac{Q}{384EI} [b^3 - 4b^2l + 8l^3 + 64a^3 (d - i)]$	
Момент инерции среднего сечения вала	I	см ⁴	$I = 0,05d^4$	
Коэффициент приведения жесткости	α		$\alpha = \frac{EI}{E_1 I_1}$	E_1 — жесткость среднего сечения цапф
Прогиб рабочей части нижнего вала в среднем сечении	$f'_{ст}$	см	$f'_{ст} = \frac{ab^2}{384EI} (12l - 7b)$ $f'_{ст} \leq [f']$	$[f']$ — предельно-допустимый прогиб нижнего вала каландра $[f'] = \frac{1}{6000} \div \frac{1}{8000}$

С учетом принятых коэффициентов для чугунов с $\sigma_{ви} = 440$ $[\sigma_{-1}] = 20$, для чугунов с $\sigma_{ви} = 600$ $[\sigma_{-1}] = 25$

$$a = \frac{l - b}{2}$$

При расчете диаметра нижнего вала принимают во внимание только усилия, действующие в вертикальной плоскости, так как они на один-два порядка превышают усилия в горизонтальной плоскости. При сообщении усилия дополнительного прижима верхнему валу промежуточные валы многовальной батареи в вертикальной плоскости не испытывают деформации изгиба, а подшипники практически не нагружаются.

Нагрузка ($Q_{гор}$) на приводной вал в горизонтальной плоскости равна суммарному тяговому усилию для преодоления потерь на трение качения валов по бумажному полотну, трения качения в подшипниках, трения скольжения шаберов о валы и на натяжение бумажного полотна (см. рис. 10.7).

$$q_{гор} = 2qb + N_{3-n} - N_2 - q_{ш}b, \quad (10.2)$$

где q — линейное натяжение бумаги, Н/м (обычно $q = 300 \div 500$ Н/м); b — ширина бумаги, м; N_{3-n} — реакция на второй вал от окружного усилия T_{3-n} , необходимого для вращения всех вышележащих валов (с третьего по последний), Н; N_2 — реакция от окружного усилия T_2 , необходимого для вращения нижнего вала, Н; $q_{ш}$ — линейное давление шабера на вал, Н/м (обычно $q_{ш} = 100 \div 300$ Н/м).

По мере передачи крутящего момента от нижнего к верхним валам тяговое усилие уменьшается. Тяговое усилие T_{3-n} складывается из усилий на преодоление сопротивлений трения в подшипниках второго и всех вышележащих валов, трения шаберов о валы и трения качения (перекатывания) валов по бумаге.

$$T_{3-n} = \Sigma \theta_i f \frac{d_{2-n}}{D_{2-n}} + \Sigma f_{ш} \cdot q_{ш} b + \Sigma \theta_i k \left(\frac{1}{D_2} + \frac{1}{D_{2-n}} \right), \quad (10.3)$$

где θ_i — давление между рассматриваемыми валами, Н; f — коэффициент трения в подшипнике качения с учетом потерь в сальниковых и лабиринтовых уплотнениях; можно принять $f = 0,01 \div 0,02$. Меньшее значение относится к шариковым подшипникам, большее — к роликовым; D_2 ; D_{2-n} — диаметры бочки второго и вышележащих валов, м; d_{2-n} — диаметры цапф второго и вышележащих валов, м; $f_{ш}$ — коэффициент трения материала шабера по валу. Для металлических шаберов можно принять $f_{ш} = 0,15 \div 0,2$; k — коэффициент трения качения валов по бумаге.

Аналогичным образом может быть определено тяговое усилие T_2 . Как следует из представленной зависимости, тяговое усилие на валах и, следовательно, нагрузка в горизонтальной плоскости на промежуточные валы в значительной степени зависит от коэффициента трения качения валов по бумаге. Последний зависит от толщины обрабатываемой бумаги и от ее плотности. С ростом этих показателей коэффициент трения качения k увеличивается. Для бумаги толщиной до 0,2 мм он лежит в пределах 0,01—0,02, а для картонов может достигать 0,06.

При каландрировании бумаг суммарное усилие в горизонтальной плоскости, подсчитанное по формуле (10.2), составит 2—5 % от нормального усилия. Прогиб промежуточных валов каландра широкоформатных машин в горизонтальной плоскости может достигать 0,03—0,06 мм. Однако поскольку ширина площадки деформации бумаги в захвате валов обычно на два порядка выше, можно заключить, что в машинных каландрах прогиб валов в горизонтальной плоскости практически не отражается на качестве каландрирования.

Если каландр оснащен валами обычной конструкции без устройств регулирования прогиба, размер бомбировки K нижнего вала каландра без дополнительного прижима равен удвоенному прогибу нижнего вала под действием веса вышележащих валов и собственного веса нижнего вала:

$$K = 2f_n = \frac{2(\Sigma G_{1-n} + \Sigma G'_{2-n})b^2(12l - 7b) + \Sigma G''_{2-n}}{384E_n I_n}, \quad (10.4)$$

где ΣG_{1-n} — общий вес всех валов, Н; $\Sigma G'_{2-n}$ — общий вес всех подшипников валов, за исключением подшипников нижнего вала, Н; $\Sigma G''_{2-n}$ — общий вес всех шаберов валов за исключением шабера нижнего вала, Н.

Жесткость нижнего вала $E_n I_n$ определяется, как сумма жесткости отбеленной $E_1 I_1$ и неотбеленной $E_2 I_2$ частей поперечного сечения этого вала: $E_n I_n = E_1 I_1 + E_2 I_2$.

Для практических расчетов можно принять $E_1 = 1,4 \cdot 10^{11}$ Н/м² и $E_2 = 1,05 \cdot 10^{11}$ Н/м² [78].

Если валы каландра нагружены дополнительным прижимом силами $P/2$ с каждой стороны, бомбировке подлежат нижний и верхний валы. Для нижнего вала

$$K_n = 2f_n = \frac{2(\Sigma G_{1-n} + \Sigma G'_{2-n} + \Sigma G''_{2-n} + P)b^2(12l - 7b)}{384E_n I_n} \quad (10.5)$$

и для верхнего

$$K_v = 2f_v = \frac{2Pb^2(12l - 7b)}{384E_v I_v}. \quad (10.6)$$

Средние валы многовальных каландров, как правило, не бомбируются.

10.5. НАКАТ

Основные требования, предъявляемые к накату, заключаются в обеспечении равномерной плотности намотки и легкости заправки полотна при намотке его в рулоны. Хорошее качество и равномерная плотность намотки рулонов необходимы для обеспечения нормальных условий процесса резки на продольно-резательных станках.

По принципу наматывания различают два типа накатов: осевые и периферические. В накатах первого типа (осевых) во вращение непосредственно приводится тамбурный валик.

При постоянной окружной скорости бумаги (соответственно режиму работы машины) частота вращения рулона должна непрерывно уменьшаться. Частоту вращения можно изменять при помощи фрикционной или гидравлической муфты, а также при помощи электродвигателя с регулируемой частотой вращения (электронакат).

В периферических накатах (рис. 10.9) наматываемый рулон бумаги прижимается к цилиндру наката, вращающемуся с постоянной окружной скоростью. Рулон бумаги вращается под

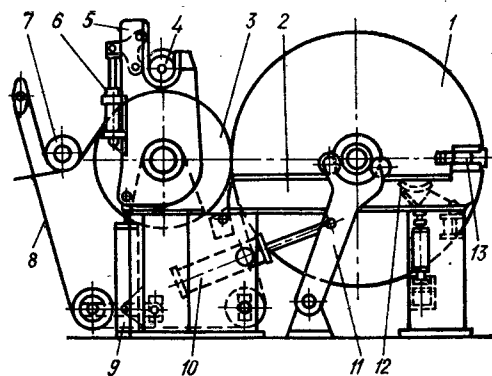


Рис. 10.9. Периферический накат:

1 — наматываемый рулон; 2 — станина; 3 — цилиндр наката; 4 — тамбурный валик; 5 — приемные рычаги; 6 — пневмоцилиндр, прижимающий тамбур; 7 — расправочный валик; 8 — канатик заправочный; 9 — цилиндр привода поворота приемных рычагов; 10 — цилиндр привода основных рычагов; 11 — основные рычаги; 12 — тормозное устройство рулона; 13 — демпфер

действием окружного усилия между поверхностями рулона и цилиндра наката. По мере увеличения диаметра наматываемого рулона частота вращения его непрерывно уменьшается, а окружная скорость остается постоянной, равной (с точностью до 0,05—0,15 %) окружной скорости цилиндра наката. Периферический накат (накат Попе), нашедший применение на бумагоделательных машинах в 1918—1921 гг., является одним из важнейших усовершенствований, позволивших значительно повысить скорость бумагоделательной машины. Такой накат позволяет осуществлять воздушную (пневматическую) заправку бумаги при высокой скорости машины. Ручная заправка, применяемая на накате осевого типа (включая и электронакат), ограничивает скорость машины в пределах до 180—200 м/мин. На периферическом накате плотные, равномерно и туго намотанные рулоны получаются при меньшем натяжении бумажного полотна, чем на осевом накате. В связи с этим уменьшается число обрывов не только на накате, но и на машинах, через которые в дальнейшем пропускают ролеву бумагу. В периферических накатах нет устройств для уменьшения частоты вращения наматываемого рулона, необходимых для осевых накатов.

Накат должен обеспечивать равномерную плотность намотки. Слабо намотанный рулон бумаги при хранении легко деформируется, теряет цилиндрическую форму и витки в нем легко смещаются друг относительно друга вдоль оси. При разматывании такой рулон вращается неравномерно, поэтому натяжение бумаги непостоянно, что приводит к увеличению числа обрывов [88]. При слишком тугой намотке повышенные напряжения в бумажном полотне также могут привести к обрывам полотна.

До настоящего времени еще нет твердо установленных показателей плотности намотки. На практике о плотности намотки и ее равномерности по радиусу и ширине рулона судят по упругости и тону звука при его простукивании. Наиболее правильно характеризовать плотность намотки значением давления между слоями намотанной в рулоне бумаги [51]. Результаты проведенных исследований показали, что плотность намотки (радиальное давление) в рассматриваемом слое рулона зависит только от небольшого числа (10—60) намотанных после него витков [51].

Плотность намотки рулона на осевом накате зависит от натяжения бумаги перед накатом. Чем больше натяжение (до определенного предела), тем больше плотность намотки; затем зависимость между этими факторами асимптотически приближается к прямой, параллельной оси абсцисс. Плотность намотки на периферическом накате в основном зависит от линейного давления между рулоном бумаги и цилиндром наката и в меньшей степени от натяжения бумаги перед накатом. На периферическом накате туго намотанные рулоны можно получить и при небольшом натяжении бумаги.

Согласно опытным данным, при нормальных условиях наматывания плотность намотки по радиусу рулона меняется в небольших пределах. При намотке на накатах бумагоделательных машин радиальное давление составляет 50—80 кПа, что обеспечивается прижимом тамбурного валика с линейным давлением 2—4 кН/м. Периферические накаты современных бумаго- и картоноделательных машин включают следующие основные узлы, обеспечивающие непрерывную и плотную намотку бумаги: цилиндр наката, к которому прижимаются наматываемые тамбурные валы; тамбурные валы, на которые производится намотка бумаги; приемные рычаги, в которые устанавливается тамбурный вал в момент заправки полотна; рабочие рычаги, в которых удерживается тамбурный вал во время основной намотки полотна, и механизмы привода поворота приемных и рабочих рычагов.

Цилиндр наката отливается из серого чугуна, по конструкции аналогичен сушильному цилиндру и имеет устройство для подвода и отвода охлаждающей воды. Корпуса подшипников цилиндра наката устанавливаются на чугунных станинах ко-

робчатого сечения. Тамбурные валы изготавливаются из стальной трубы с запрессованными в нее чугунными патронами и стальными цапфами. Корпуса подшипников выполнены цилиндрическими или сферическими для удобства установки в приемных рычагах и перекачивания по направляющим. На цапфе приводной и лицевой сторон имеются кулачки для соединения с вилкой продольно-резательного станка, вмонтированные в шкивы для разгона тамбурного вала.

Тамбурный вал при намотке бумаги устанавливается в приемные рычаги, которые в свою очередь после предварительной намотки автоматически переводят его на направляющие станин. К рычагам крепятся пневмоцилиндры, прижимающие тамбурный вал к цилиндру наката в момент намотки бумаги. Приемные рычаги обычно монтируются эксцентрично на корпусах подшипников цилиндра наката, поэтому в верхнем положении тамбурный вал не касается цилиндра. По мере поворота рычагов тамбурный вал приближается к цилиндру и соприкасается с ним. Привод поворота приемных рычагов может быть выполнен гидравлическим либо электромеханическим. На отечественных конструкциях накатов применяются электромеханические приводы. С этой целью к приемным рычагам крепятся зубчатые секторы. После намотки рулона по радиусу на 50—70 мм рулон автоматически перекладывается в основные рычаги. Основные рычаги служат для прижима наматываемого рулона к цилиндру наката и для отвода готового рулона. Синхронизация движения рычагов осуществляется валом, соединяющим оба рычага. Необходимое линейное давление между наматываемым рулоном и цилиндром наката поддерживается с помощью автоматического регулятора давления.

Пока ведется намотка на тамбурный вал, установленный в приемных рычагах, намотанный рулон, находящийся в рабочих рычагах, снимают с машины с помощью специального крана. Наматываемый рулон переводят с приемных рычагов на освободившиеся рабочие, где продолжается его намотка.

На современных машинах диаметр наматываемого рулона доходит до 2400 мм и более. Для быстрого останова отведенного рулона большого диаметра установлен тормоз рулона.

Между каландром и накатом установлены неподвижная расправляющая дуга, бомбированный, или расправляющий, валик типа Маунт-Хоуп для расправления бумажного полотна и предотвращения образования складок.

На цилиндр наката полотно передается узкой полоской с помощью канатиковой или воздушной заправки, затем полотно сжатым воздухом, поступающим из сопел, установленных на корпусе шабера, забрасывается на тамбур наката. При намотке картона перезаправка его на тамбурный вал воздухом весьма затруднительна, так как в этом случае для обрыва полотна требуются значительные усилия. Новаторами Братского

ЛПК для заправки картона на тамбурный вал было предложено устройство, названное канатиковым ножом.

Обрыв полотна и его заправка на тамбур осуществляются канатиком, который вместе с ведущим роликом перемещается поперек направления движения бумажного полотна.

Для выравнивания влажности по ширине полотна с целью повышения качества его намотки и отделки перед накатом устанавливаются специальные увлажнительные устройства.

Основные размеры отечественных накатов для бумаго- и картоноделательных машин обрезной шириной до 6720 мм представлены ниже.

Обрезная ширина полотна бумаги или картона, мм	1680	2100	2520	4200	6300	6720
Наибольшая скорость машины по при- воду, м/мин	150	350	450	1500	750	1000
D_{\max} , мм	1300	1300	1500	2200	2500	2500
A , мм	2700	3100	3600	5400	7600	8120
d , мм	1100	1100	1100	1100	1200	1200
d_1 , мм	265	265	265	420	590	700
b , мм	1900	2300	2800	4500	6600	7100

A — расстояние между осями станин; b — ширина бочки цилиндра наката; D_{\max} — максимальный диаметр намотанного рулона; d — диаметр цилиндра наката; d_1 — диаметр тамбурного вала.

10.6. САУ КАЛАНДРОМ И НАКАТОМ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Для управления каландром предусмотрены: дистанционное и автоматическое управление опусканием, прижимом, разведением, вылегчиванием и останом валов, отводом шаберов верхнего и нижнего валов; дистанционное управление подачей воздуха для обдува валов: автоматические блокировки.

Шабер нижнего вала при работающем приводе прижат, а верхнего вала — отведен. Прижим валом возможен только при опущенных валах, работающем приводе и отсутствии обрыва полотна.

Управление механизмами наката включает следующие операции: дистанционное управление зажимом корпусов подшипников тамбурного вала, отводом и прижимом шабера к барабану наката, разгоном тамбурного вала, поворотом приемных рычагов из вертикального положения в положение соприкосновения тамбурного вала с барабаном наката (эта операция может осуществляться и автоматически). Предусмотрены сигнализация зажима подшипников тамбурного вала и окончания намотки рулона и автоматические блокировки.

Между сушильной частью и каландром и между каландром и накатом устанавливаются датчики обрыва полотна [77].

На современных бумаго- и картоноделательных машинах между каландром и накатом устанавливаются сканирующие

устройства для перемещения в поперечном направлении первичных преобразователей (датчиков) качественных показателей бумаги или картона. Для всех видов бумаги и картона устанавливаются датчики массы 1 м^2 и влажности полотна. Данные измерения этих параметров используются в АСУТП производства бумаги и картона. Управление ими осуществляется с помощью ЭВМ по специальным алгоритмам: массой 1 м^2 — воздействием на подачу густой бумажной массы к смесительному насосу, влажностью — воздействием на подачу пара для сушки бумаги.

В зависимости от вида бумаги и картона контролируются просвет, воздухопроницаемость, оптические свойства (непрозрачность, светопроницаемость, гладкость, лоск, сорность, белизна и цветность), число токопроводящих включений и др.

Описание и характеристики указанных приборов приведены в специальной литературе [54].

11. СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОТОКОВ БУМАГО- И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Независимо от типа бумаго- или картоноделательной машины (кроме машин сухого формования) технологический процесс, начиная от приготовления волокнистой суспензии (массы) и кончая отливом, в принципе идентичен и в основном связан с обработкой волокна в воде и гидравлическим транспортом его от одной операции к другой [20]. Тем не менее тип и количество установленного в технологическом потоке оборудования и обязанности его трубопроводов (технологическая схема) определяются исключительно видом и количеством вырабатываемой продукции, а также конструкцией бумаго- или картоноделательной машины.

На рис. 11.1 представлена типовая схема систем технологических потоков бумаго-, картоноделательной машины.

Технологический поток бумаго- или картоноделательной машины условно можно разделить на следующие узко специализированные системы: система разбавления, очистки и подачи массы на машину; система водопользования машины; вакуумная система; система переработки и удаления брака; система кондиционирования одежды прессовой части. Неудовлетворительная работа одной из этих систем немедленно отражается на работоспособности машины в целом, а также на качестве и количестве вырабатываемой продукции.

11.1. СИСТЕМА РАЗБАВЛЕНИЯ, ОЧИСТКИ И ПОДАЧИ МАССЫ НА МАШИНУ

Система разбавления, очистки и подачи массы на машину предназначена для обеспечения постоянства композиции, концентрации, степени помола массы, равномерного распределения

по ее объему волокна, проклеивающих, красящих веществ и наполнителей, а также для обеспечения очистки, деаэрации и равномерной во времени подачи массы на технологические операции, включая напускное устройство машины. Для обеспечения выполнения вышеперечисленных технологических операций система в общем случае оснащается: машинным бассейном с перемешивающим устройством; ящиком постоянного напора; рафинирующим оборудованием для выравнивания степени помола массы; очистным оборудованием для очистки массы от посторонних включений, в том числе и воздуха; центробежными насосами и трубопроводами для подачи массы на технологические операции; запорно-регулирующей арматурой автоматического, дистанционного и ручного управления для поддержания работы всей системы в требуемом режиме.

Машинный бассейн предназначен для создания запаса массы, а также выравнивания композиции и концентрации массы при помощи встроенных в него перемешивающих устройств.

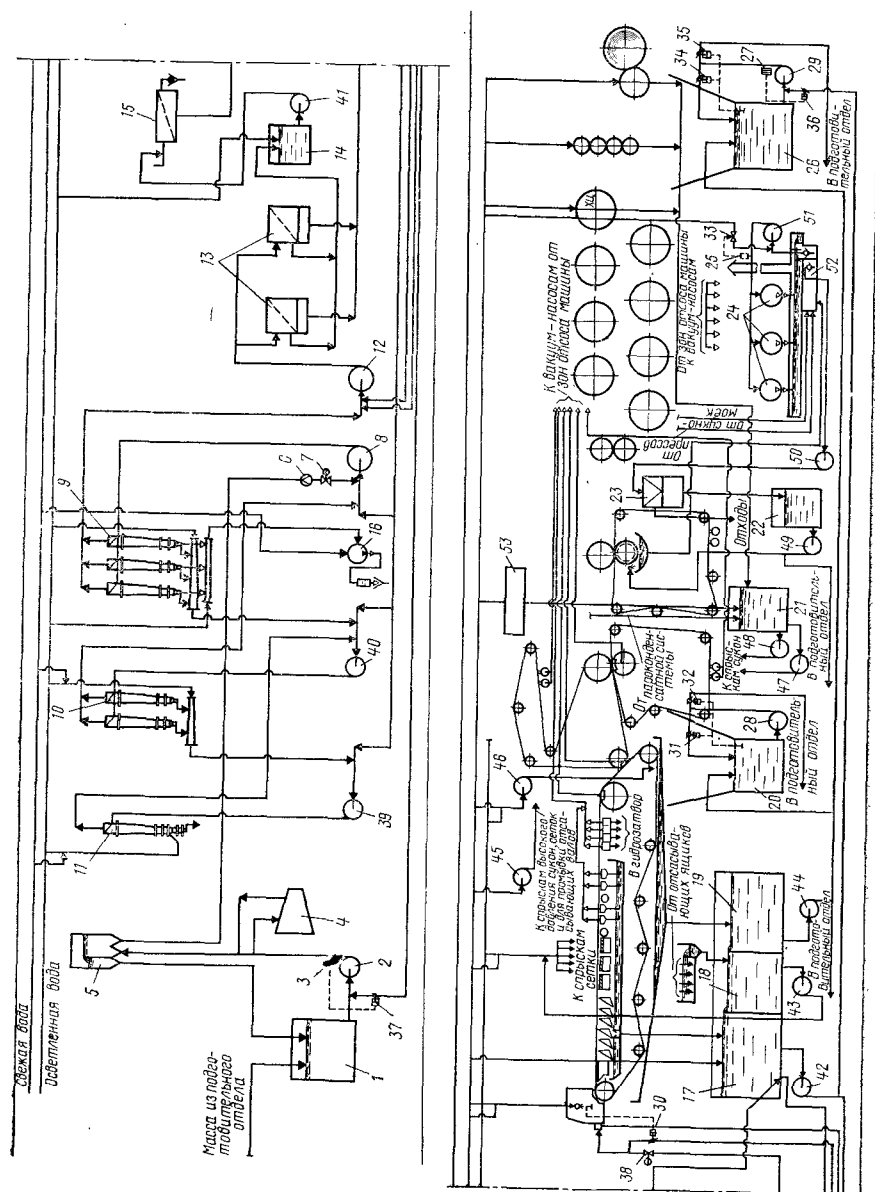
Готовая по композиции масса концентрацией 2,5—3,5 % поступает в машинный бассейн из размольно-подготовительного отдела. В машинном бассейне растительные волокна (целлюлоза, древесная масса и т. п.), наполнители, проклеивающие и красящие вещества с помощью механизма перемешивания поддерживаются в водной среде во взвешенном состоянии и равномерно распределяются по всему объему массы, обеспечивая тем самым равномерность композиции и концентрации массы по всему объему бассейна.

По конструкции машинные бассейны бывают горизонтальные и вертикальные, по типу установленного перемешивающего устройства — лопастные, циркуляционные и пропеллерные. Изготавливают бассейны из железобетона. Внутренняя поверхность бассейна облицовывается глазурованными плитками или железнится.

Горизонтальные машинные бассейны широко применяются на старых предприятиях. Объем их составляет до 30—40 м^3 при использовании лопастных перемешивающих устройств и до 100—150 м^3 при использовании циркуляционных или пропеллерных устройств.

Горизонтальные бассейны, снабженные циркуляционными или пропеллерными перемешивающими устройствами, представляют собой емкость, разделенную внутри продольной перегородкой на два сообщающихся канала. Перемешивающее устройство устанавливается в торцевой части канала.

Основные недостатки машинных бассейнов горизонтального типа — большая занимаемая площадь, недостаточно энергичное перемешивание во всем объеме бассейна и вследствие этого медленное выравнивание массы. Этих недостатков лишены вертикальные машинные бассейны, представляющие собой ем-



кость цилиндрической или кубической формы. Бассейны цилиндрической формы изготавливаются из биметалла или нержавеющей стали. Пропеллерное перемешивающее устройство устанавливается горизонтально в нижней части бассейна, причем в бассейнах кубической формы по центру, в бассейнах цилиндрической формы — со смещением от центра на 0,25—0,3 м.

Машинные бассейны являлись также и аккумулятором массы на случай перебоев в работе размольно-подготовительного отдела. Старые тихоходные узкие малопроизводительные машины с периодической работой подготовительного отдела (размол в роллах) оснащены в основном горизонтальными машинными бассейнами объемом до 150 м³ с запасом массы на 3—4 ч работы машины. С внедрением непрерывного способа размола массы на конических и дисковых мельницах в сочетании с контрольно-регулирующей и автоматически действующей аппаратурой стало возможным обеспечение непрерывности и стабильности работы подготовительного отдела. При таких условиях работы подготовительного отдела нет необходимости в создании больших запасов массы в машинном бассейне. Объем машинного бассейна определяется временем, необходимым для смешивания компонентов и стабилизации массы; запас массы в нем обеспечивает работу машины в течение 5—30 мин.

На рис. 11.2 представлена конструкция вертикального машинного бассейна. В табл. 11.1 приведены геометрические размеры бассейнов и характеристика рекомендуемых к установке (в зависимости от объема бассейна) пропеллерных перемешивающих устройств. Однако не всегда представляется возможным использовать пропеллерные устройства для перемешивания массы. Например, во избежание скручивания волокна при перемешивании длиноволокнистой массы с высокой степенью помола, идущей на выработку конденсаторной и жиронепроницаемой бумаги, а также тряпичной полумассы, используемой для выработки папиросной и различных специальных видов бу-

Рис. 11.1. Принципиальная схема систем технологического потока бумаго-, картоноделательных машин:

1 — машинный бассейн; 2, 28, 29 — массовые насосы; 3, 27 — регуляторы концентрации; 4 — мельница рафинирующая; 5 — ящик постоянного напора; 6 — расходомер электромагнитный; 7 — задвижка дозирующая; 8 — насос смешивающий; 9 — вихревые конические очистители I ступени с камерой для деаэрации массы; 10 — вихревые конические очистители II ступени с камерой для деаэрации массы; 11 — вихревые конические очистители III ступени с камерой для отмыва волокна; 12 — насос повышения давления; 13 — узлоловители закрытого типа; 14 — сборник отходов; 15 — плоская вибрационная сортировка; 16 — вакуумный насос; 17 — сборник регистрирующей воды; 18 — сборник сосунной воды; 19 — сборник избыточной воды; 20 — установка для переработки мокрого брака; 21 — сборник тепловой воды; 22 — сборник очищенной воды; 23 — фракционер; 24 — вакуумные насосы; 25 — датчик температуры; 26 — установка для переработки сухого брака; 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37 — клапаны с автоматическим управлением; 38 — клапан с дистанционным управлением; 39, 40, 41 — насосы; 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51 — насосы свежей и оборотной воды; 52 — канал для сбора воды от вакуум-насосов; 53 — теплообменная установка

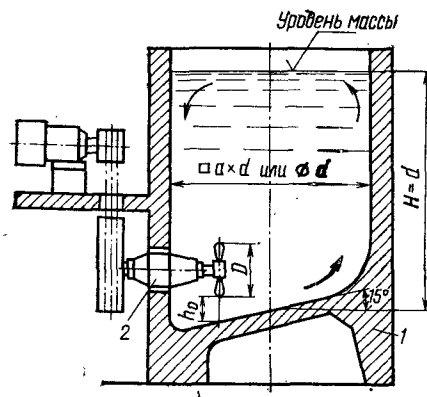


Рис. 11.2. Вертикальный машинный бассейн:
1 — бассейн; 2 — пропеллерное перемешивающее устройство

маги, в настоящее время приходится применять лопастные перемешивающие устройства.

Стабилизация концентрации массы, поступающей в систему из машинного бассейна, достигается разбавлением массы (напри-

мер, с 3,2 до 3 %) оборотной водой во всасывающей линии массного насоса, подающего массу на последующие технологические операции системы. Подача воды автоматическим регулируется. Датчик концентрации, управляющий с помощью регулятора степенью открытия регулирующего органа на линии подачи оборотной воды, устанавливается в напорном трубопроводе массного насоса.

Массные насосы перекачивают массу концентрацией до 5 %. Для нормальной работы массных насосов на их всасывающей линии должен быть обеспечен подпор не менее 10 кПа. Обычно у машинного бассейна устанавливают два массных насоса, один из них резервный.

Рафинирование, или подмол, массы осуществляется на дисковых или конических мельницах. Характер обработки массы в мельницах определяется зазором между ножами статора и ротора. При большом зазоре масса подвергается рафинированию за счет расчесывающего и ударного воздействия ножей,

11.1. Размеры вертикального машинного бассейна и характеристика перемешивающих устройств

Объем бассейна, м³	d м	o м	Пропеллерное перемешивающее устройство		
			Диаметр пропеллера D, м	Частота вращения, с⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт
15—25	2,5—2,9	0,250	0,750	3,77	13
25—35	2,9—3,3	0,250	0,750	4,25	13
35—45	3,3—3,5	0,250	0,900	3,00	13
45—55	3,5—3,8	0,250	0,900	3,83	17
55—75	3,8—4,2	0,250	1,200	2,72	40
75—100	4,2—4,6	0,250	1,200	3,60	40
100—150	4,6—5,3	0,250	1,500	2,42	55
150—200	5,3—5,8	0,250	1,500	3,00	55
200—300	5,8—6,7	0,250	1,800	2,17	75
300—400	6,7—7,3	0,250	1,800	2,43	75

а при малом — размолу. В процессе рафинирования выравнивается степень помола массы, устраняются пучки волокон. Степень помола возрастает при этом на 0,5—2,5 °ШР. Необходимый зазор между ножами статора и ротора для ведения процесса рафинирования определяется в зависимости от качества массы, поступающей из размольно-подготовительного отдела.

После мельниц масса под действием остаточного или дополнительного напора, создаваемого мельницами, поступает в ящик постоянного напора, а из него самотеком на разбавление. Мельницы подключаются параллельно к трубопроводу подачи массы в ящик постоянного напора. Это позволяет в случае необходимости выключить их из технологического потока.

Поступающая на машину масса в зависимости от вида вырабатываемой продукции должна иметь концентрацию 0,1—1,3 %. Разбавление массы необходимо для обеспечения качества очистки массы, так как из густой массы трудно удаляются загрязнения, и для лучшего формирования полотна в сеточной части машины. Для разбавления масса из машинного бассейна смешивается с оборотной (регистрающей) водой.

Существуют две системы разбавления, очистки и подачи массы на машину: открытая и закрытая. Открытая система применяется в основном на тихоходных малопроизводительных машинах в тех случаях, когда технологией производства бумаги не допускается механическое воздействие на массу, ведущее, например, к скручиванию волокна. Открытая система характеризуется подачей массы в напускное устройство самотеком за счет перепада гидростатического давления. Для разбавления масса смешивается с оборотной водой в смесительном ящике. Масса и вода поступают в смесительный ящик через дозирующие устройства самотеком под действием гидростатических давлений. Обычно смесительный ящик представляет собой ящик постоянного напора для массы и воды и имеет отделение для их смешивания.

На современных быстроходных машинах применяется в основном закрытая система. Эта система характеризуется тем, что масса из машинного бассейна до требуемой концентрации разбавляется оборотной водой в центробежном или осевом насосе и проходит далее до напускного устройства машины по трубопроводам и оборудованию закрытого типа, не соприкасаясь с воздухом. Насос, в котором масса смешивается с водой, называется смесительным. Во всасывающую линию смесительного насоса масса поступает самотеком. Для обеспечения постоянства во времени количества массы, подаваемой на машину, и однородности концентрации разбавленной массы необходимо поддерживать постоянство гидростатических уровней регистрирующей воды и массы, поступающей на смешивание, а также постоянство гидравлического сопротивления напорной линии смесительного насоса.

Стабилизация гидростатического уровня регистрирующей воды осуществляется за счет перелива ее избытка из сборника регистрирующей воды в сборник избыточной воды. В случае недостатка регистрирующей воды, что бывает при выработке некоторых видов продукции, ее запас пополняется за счет подачи воды из отсасывающих ящиков, свежей или осветленной воды.

Для стабилизации потока массы, поступающей на разбавление, применяется ящик постоянного напора. Ящик постоянного напора выполняет три основные функции: сводит к минимуму влияние пульсаций, возникающих в предшествующей ему системе коммуникаций; обеспечивает стабилизацию давления массы, поступающей на смешивание (разбавление); способствует удалению большого количества свободного воздуха, присутствующего всегда в массе. Ящик постоянного напора представляет собой металлическую сварную емкость объемом до 12 м³, разделенную внутри перегородками на три отделения: а) отделение подачи массы в ящик; б) отделение отвода избытка массы в перелив; в) отделение отвода массы на смешивание.

Для создания условий воздухоотделения масса из ящика на смешивание отводится из отделения, расположенного рядом с отделением отвода массы в перелив, чтобы поток массы последовательно распределялся на насос и перелив. Такая схема способствует выделению воздуха на поверхность поступающей в перелив массы и размещению его в ее верхних слоях. Перелив (10—15 % от потока массы) направляется в машинный бассейн. Для предотвращения образования воронки в отделении отвода массы на смешивание и засасывания таким образом воздуха смесительным насосом конструкция ящика должна обеспечивать соблюдение следующего численного выражения [23]:

$$h \geq C_m,$$

где h — расстояние от уровня массы в ящике до отверстия отводящего трубопровода, м; C_m — скорость движения массы на входе в отводящий трубопровод, м/с.

Если конструкцией ящика не обеспечивается указанное равенство, расстояние h может быть повышено за счет установки конического диффузора между ящиком и отводящим трубопроводом, так как при этом уменьшается скорость движения массы на широком конце диффузора и увеличивается расстояние от уровня массы в ящике до входа в отводящий трубопровод.

Технико-экономические показатели работы ящика постоянного напора в основном определяют его пропускная способность и геометрические размеры.

Конструкция ящика постоянного давления представлена на рис. 11.3. Необходимый типоразмер ящика определяется исходя из требуемого расхода массы (табл. 11.2).

Так как масса имеет большее гидравлическое сопротивление, чем регистрирующая вода, то ящик устанавливается выше сборника регистрирующей воды. Стабильность условий смешивания обеспечивается необходимой разностью уровней в ящике по-

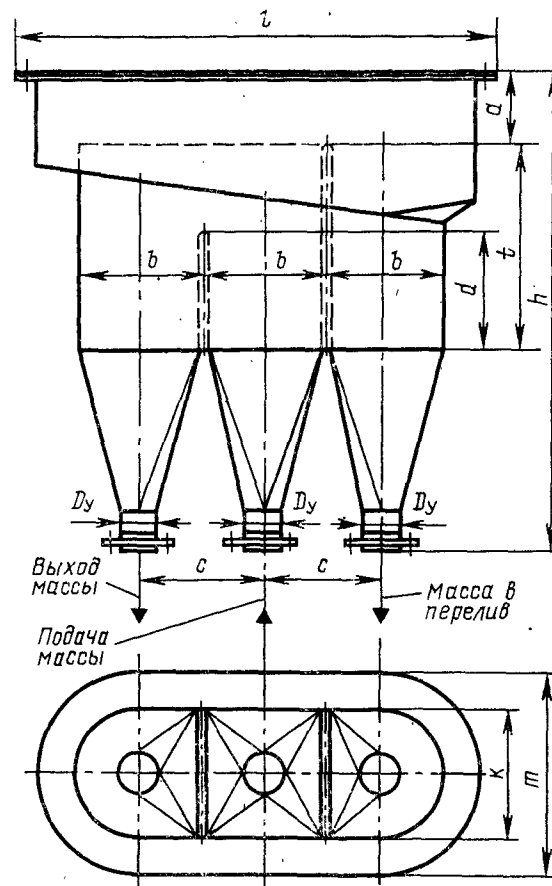


Рис. 11.3. Ящик постоянного напора

стоянного напора и в сборнике регистрирующей воды. Эта зависимость выражается эмпирическим уравнением [23].

$$C_m = \sqrt{0,1C + 1,25\Delta h - 0,0115C},$$

где Δh — разность уровней в ящике постоянного напора и сборнике регистрирующей воды, м; C , C_m — соответственно скорости смешанного потока и потока из ящика постоянного напора, м/с. Обычно разность уровней составляет 4—6 м.

11.2. Выбор ящика постоянного напора в зависимости от расхода массы (рис. 11.3)

Условный Диаметр трубопро- вода D_y , м	Расход массы, м ³ с		Концентра- ция массы, %	Скорость массы в под- водящем трубопрово- де, м/с	Размеры ящика, см								
	минималь- ный	максим- альный			a	b	c	d	m	k	l	h	t
0,150	0,023	0,036	2,8—3,2	1,3—2,0	0,35	0,50	0,50	0,85	1,66	0,90	2,470	2,95	1,30
0,200	0,036	0,065											
0,250	0,063	0,092											
0,300	0,092	0,139	2,8—3,2	1,3—2,0	0,35	0,75	0,75	0,85	1,76	1,00	3,010	2,95	1,30
0,350	0,139	0,194											
0,400	0,194	0,250											
0,500	0,250	0,361	2,8—3,2	1,3—2,0	0,35	0,90	0,90	0,85	2,26	1,50	3,810	2,95	1,30
0,600	0,361	0,764											

Из ящика постоянного напора масса дозируется (следовательно и регулируется масса 1 м² вырабатываемой продукции) специальной задвижкой автоматического или дистанционного управления. Эта задвижка устанавливается на вертикальном участке трубопровода, ближе к впуску в насос.

Во всасывающую линию смесительного насоса масса подводится по оси в нижнюю половину трубопровода под углом 45° в направлении движения потока. При подводе массы сверху, перпендикулярно оси трубопровода, могут иметь место скопления воздуха и неравномерности подачи, а также эффект встречных потоков, приводящий к неравномерности концентрации массы, подаваемой на машину.

В качестве смесительных насосов применяются центробежные насосы с рабочими колесами двустороннего всасывания и осевые насосы.

Разбавление массы после машинного бассейна осуществляется в одну или две ступени. В последнем случае в потоке устанавливаются два смесительных насоса, работающих последовательно. В первом смесительном насосе масса разбавляется до концентрации, необходимой для нормальной работы очистного оборудования. Прошедшая очистку масса под остаточным давлением поступает на разбавление во второй смесительный насос, которым далее она подается в напускное устройство машины. Двухступенчатая система экономически выгодна в тех случаях, когда по условиям технологического режима отлив плотна на машине производится

при концентрации менее 0,5 %, а расход гидравлического потока массы более 0,28 м³/с. При этом достигается экономия площади, занимаемой очистным оборудованием, и электроэнергии, а также повышается управляемость процессом разбавления.

После разбавления масса поступает на очистку от попавших в нее посторонних включений (загрязнений) и воздуха. Для очистки массы от загрязнений минерального и металлического происхождения применяют вихревые конические и центробежные очистители. Центробежные очистители (эркенсаторы) применяются в основном для очистки длиноволокнистой массы, используемой для выработки конденсаторной, сигаретной, папиросной и других подобных видов бумаги. Эти очистители, обеспечивая высокое качество очистки, не скручивают волокно. Конструктивные особенности центробежных очистителей позволяют использовать их только в открытых системах разбавления, очистки и подачи массы на машину. Масса поступает в очистители и отводится из них самотеком. Поэтому они устанавливаются выше напускного устройства бумагоделательной машины.

Центробежные очистители устанавливают группами от 3 до 5 шт. и более (с учетом одного резервного) в зависимости от потока массы. Для распределения массы по очистителям и сбора очищенной массы используется распределительная коробка. Работают очистители при концентрации массы до 1 %. Промывают очиститель от уловленных загрязнений периодически 1—2 раза в сутки, при его останове.

Из-за простоты конструкции и высокого качества достигаемой очистки массы наибольшее применение нашли вихревые конические очистители. Применяются они в закрытых системах разбавления, очистки и подачи массы. Масса в очистители подается смесительным насосом при концентрации 0,5—0,7 % под давлением 0,3—0,32 МПа. Очищенная масса выходит из очистителей при остаточном давлении 20—40 кПа. Если этого остаточного давления не хватает для подачи ее на следующие технологические операции, то при одноступенчатой системе разбавления устанавливают насос для повышения давления, а при двухступенчатой системе разбавления таким насосом является второй смесительный насос.

Вихревые конические очистители обеспечивают необходимую степень очистки массы только при оптимальной их загрузке. Оптимальная загрузка очистителей обеспечивается отключением лишних очистителей либо автоматически регулируемой рециркуляцией части очищенной массы в поток, поступающий на очистку.

Для обеспечения минимальных потерь волокна и наполнителя применяется так называемая трехступенчатая очистка массы на вихревых конических очистителях. При такой системе очистки отходы от первой ступени разбавляются обратной во-

дой до концентрации 0,3—0,5 % и направляются на вторую ступень вихревых конических очистителей. Очищенная масса со второй ступени направляется снова на первую ступень очистки, а отходы со второй ступени разбавляются оборотной водой до концентрации 0,2—0,4 % и направляются на третью ступень очистителей. Отходы от третьей ступени сбрасываются в канализацию, а очищенная масса направляется снова на вторую ступень очистки.

Каждая ступень очистки выполняется в виде установки очистителей одного типоразмера. Типоразмер определяется порядковым номером ступени и видом массы. В пределах одной установки очистители работают параллельно, распределение массы по очистителям, сбор очищенной массы и при необходимости отходов осуществляется соответствующими коллекторами.

Для очистки массы от загрязнений волокнистого происхождения (костры, узелков, сгустков волокон) применяются узлоловители закрытого типа, которые устанавливаются и в открытых системах разбавления, очистки и подачи массы на машину. В потоке устанавливаются узлоловители одного типоразмера.

Вид и размеры перфорации сит, а также тип узлоловителя (подвод массы на очистку с внутренней или наружной стороны сита) определяются видом вырабатываемой продукции. Узлоловители в потоке работают параллельно.

Легкие отходы и пена, скапливающаяся под крышкой узлоловителя, под действием остаточного давления направляются для дополнительной очистки на плоскую вибрационную сортировку или узлоловитель закрытого типа меньшего размера. И в первом и во втором случае легкие отходы сначала поступают в сборник отходов, где разбавляются оборотной водой, и самотеком поступают на плоскую вибрационную сортировку, а в узлоловитель подаются насосом.

Легкие отходы и пена отводятся в сборник отходов отдельно от каждого узлоловителя, поэтому они не влияют на работу друг друга. Со второй ступени очищенная масса подается в сборник регистровой воды в зону всасывания смесительного насоса или в установку для переработки мокрого брака. Тяжелые отходы от узлоловителей (кусочки керамики, остатки сварки и т. п.) периодически сбрасываются в канализацию через шлюзовое устройство у каждого узлоловителя.

Диаметр отверстий сит оборудования второй ступени очистки должен быть в 1,2—1,5 раза больше диаметра отверстий сит узлоловителей первой ступени.

Обычно узлоловители устанавливаются в потоке после конических очистителей непосредственно перед подачей массы в напускное устройство машины. Однако иногда они устанавливаются и перед очистителями.

В период работы узлоловители должны быть полностью за-

полнены массой и иметь постоянное противодействие в трубопроводе очищенной массы.

Воздух из массы удаляется ее вакуумированием (деаэрацией). Для этой цели применяют трехступенчатые установки вихревых конических очистителей типа УВК-500-04 и УВК-700-04, обеспечивающих на первой ступени деаэрацию массы и очистку ее от загрязнений минерального и металлического происхождения. Для случаев несоответствия производительности установок гидравлическому потоку машины разрабатывается оригинальная трехступенчатая установка, комплектующая очистителями, входящими в установки типа УВК-500-04 или УВК-700-04.

Частичная деаэрация массы осуществляется также и при удалении отходов от очистителей под вакуумом. При этом масса очищается от мелких частиц коры, луба, костры, исключается возможность забивания у очистителей отверстий для отходов [71].

Отходы от очистителей первой ступени собирают в закрытый коллектор, соединенный с баком-деаэратором. Коллектор и бак-деаэратор находятся под разрежением 45—60 кПа, создаваемым вакуумным насосом. Для разбавления отходов и смыва их в бак-деаэратор в коллектор подается оборотная вода. Коллектор располагают наклонно в сторону бака-деаэратора. Размеры сечения коллектора должны быть такими, чтобы он заполнялся до половины. Бак-деаэратор связан с насосом, подающим отходы на вторую ступень очистителей либо непосредственно, либо через сборник отходов. В этом случае отходы из бака-деаэратора отводятся через барометрическую трубу в гидрозатвор сборника отходов. В первом случае вакуумметрическая высота всасывания насоса не должна быть меньше максимального разрежения в баке-деаэраторе.

Наиболее полное удаление воздуха из массы достигается в декуляторе. Декулятор представляет собой горизонтально расположенный бак диаметром 1,8—2,1 м, разделенный внутри до половины вертикальной перегородкой. При помощи системы паровой эжектор — конденсатор — вакуумный насос в декуляторе создается вакуум 85—100 кПа. При таком разрежении происходит «холодное» кипение массы [90].

Масса подается в декулятор насосом через специальные насадки. При выходе из насадок масса приобретает вращательное движение и, отражаясь от верхней части бака, разбивается на капли, что способствует интенсивному выделению из нее воздуха. Из декулятора масса насосом подается на узлоловители. Благодаря переливу избытка массы через вертикальную перегородку уровень массы в баке, поступающей на узлоловители, поддерживается постоянным. Перелив из декулятора самотеком поступает во всасывающую линию насоса, подающего массу в декулятор.

Декулатор устанавливается на машине с таким расчетом, чтобы уровень массы в нем был на 10,5—11,5 м выше уровня воды в сборнике регистровой воды.

11.2. СИСТЕМА ПРИЕМА, ПЕРЕРАБОТКИ И УДАЛЕНИЯ БРАКА

При нормальной безобрывной работе машины брак представляет собой кромки полотна, отсекаемые на гауч-вале. Для переработки и удаления брака применяются системы, производительность которых соответствует 100 % производительности машины, что позволяет избежать простоя машины при длительных неполадках и обрывах бумажного полотна. Система приема, переработки и удаления брака состоит минимум из двух автономно работающих установок. Одна установка (гауч-мешалка), расположенная под сеточной и прессовой частями машины, перерабатывает мокрый брак, другая (гидроразбиватель), расположенная в конце сушильной части машины, под каландром и накатом, — сухой брак. В зависимости от конструкции бумагоделательной машины дополнительно применяются установки для сбора, переработки и удаления брака, образующегося в районе клейильного пресса или полусухого каландра.

Система приема, переработки и удаления брака включает следующее оборудование: механические устройства, встроенные в ванны и обеспечивающие переработку брака; массные центробежные насосы; конвейеры ленточные или винтовые (необходимость установки определяется конструкцией бумагоделательной машины); направляющие лотки и гидролотки; спрыски; массопроводы и трубопроводы оборотной воды; запорно-регулирующую арматуру ручного, автоматического или дистанционного управления; приборы КИП и А.

Гауч-мешалки устанавливаются на 1-м этаже машинного зала под гауч-валом машины. В ванне гауч-мешалки размещают один, два или четыре горизонтальных вала с рабочими органами в виде пропеллеров или лопастей. Вал опирается на два подшипника, которые располагаются за пределами ванны. В местах прохода валов через стенки ванны имеются сальниковые устройства. Привод мешальных устройств осуществляется от электродвигателя через редуктор либо через клиноременную передачу.

В качестве рабочего органа гауч-мешалок все большее применение находят циркуляционные пропеллерные устройства. Иногда, особенно на широких сушильных машинах, в гауч-мешалках применяют рабочие органы однотипные с гидроразбивателями, устанавливаемыми на машине для переработки сухого брака. Так как расход энергии на роспуск мокрого брака значительно меньше, чем на роспуск сухого брака, рабочие ор-

ганы гауч-мешалки имеют меньшую частоту вращения и для привода их необходим электродвигатель меньшей мощности.

Работа гауч-мешалок автоматизирована с целью обеспечения наиболее оптимального режима работы мешальных устройств, сохранения заданной концентрации массы, исключения переливов массы, обеспечения оптимального режима работы массных насосов, откачивающих массу, а также облегчения труда обслуживающего персонала.

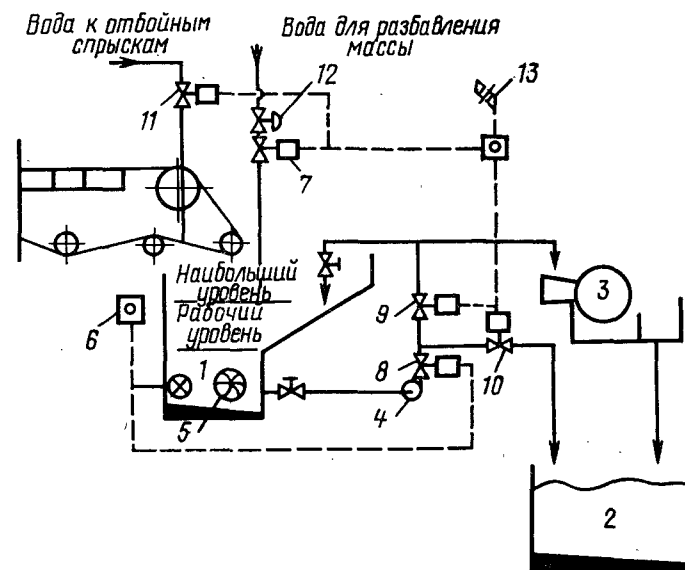


Рис. 11.4. Схема системы переработки мокрого брака с одним насосом:

1 — гауч-мешалка; 2 — бассейн брака; 3 — сгуститель; 4 — насос; 5 — мешальное устройство; 6 — регулятор уровня; 7, 8, 9, 10, 11 — задвижки; 12 — клапан с дистанционным управлением; 13 — датчик обрыва

Гауч-мешалки рассчитаны на работу в двух режимах. При безобрывной работе машины они используются для переработки кромок; при обрыве в сеточной или прессовой части — для переработки полотна. Для машин небольшой производительности объемы массы, поступающей в гауч-мешалку при обоих режимах, отличаются незначительно, в этих случаях для удаления переработанного брака устанавливается один насос.

На рис. 11.4 показан один из вариантов работы системы приема, переработки и удаления мокрого брака с одним насосом. Насос и мешальное устройство работают непрерывно. С помощью регулятора уровня в ванне поддерживается постоянный уровень при всех режимах. Гауч-мешалка снабжена сигнализацией максимального уровня.

В режиме переработки кромок в ванну гауч-мешалки поступают отсекаемые кромки полотна, вода от смыва кромок, 1-го spryska сетки, отжатая на гауч-вале. В этом случае концентрация массы в ванне низкая (не превышает 0,5—0,7 %) и поэтому перед введением этой массы в систему подготовки массы подготовительного отдела она насосом подается на сгуститель.

В режиме переработки полотна в ванну гауч-мешалки поступает с гауч-вала все полотно сухостью до 22 %, либо полотно после 1-го пресса сухостью до 28 %, поэтому необходима подача оборотной воды для смыва полотна с сетки (отбойный sprysk) и для разбавления его до концентрации массы 3 %. Обрыв полотна в мокрой части машины фиксируется фотоэлектрическим датчиком. По импульсу от датчика обрыва автоматически открывается задвижка, установленная на трубопроводе подачи оборотной воды в отбойный sprysk, и задвижка, установленная на трубопроводе подачи оборотной воды для разбавления массы в гауч-мешалке. Количество оборотной воды, подаваемой для разбавления массы, регулируется дистанционно с помощью клапана. Масса, минуя сгуститель, перекачивается насосом в бассейн брака.

Мешальное устройство работает эффективно, если уровень массы поддерживается постоянным и находится на расстоянии 0,5—0,6 м от лопастей мешальных устройств.

Гидроразбиватели, применяемые в целлюлозно-бумажной промышленности, могут быть разделены на три основных типа: вертикальные, горизонтальные и комбинированные. Классификация гидроразбивателей, применяемых для бумагоделательных машин, приведена на рис. 11.5. Тип ротора выбирается в зависимости от влагонепрочности распускаемого материала. Для легкораспускаемых материалов, когда необходимо преобладание гидравлического воздействия на распускаемый материал по сравнению с механическим, используется ротор без применения сил трения. Для влагонепрочных материалов и картона, а также в том случае, когда гидроразбиватель предназначен для полного роспуска волокнистых материалов, используется ротор с применением сил трения.

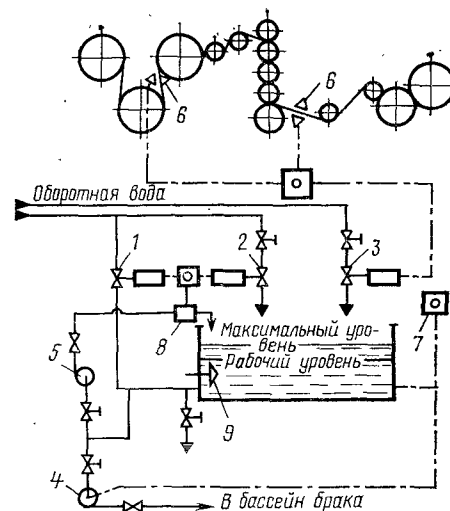
При проектировании отечественных бумаго-, картоноделательных и сушильных машин применяются современные гидроразбиватели в основном горизонтального типа, которые своевременно и полностью перерабатывают брак, поступающий от машины. Гидроразбиватели оснащаются роторными агрегатами, у которых ротор закреплен консольно. Роторные агрегаты изготавливаются с диаметром ротора 0,6; 0,85; 1,05; 1,45; 1,7 м. Эти агрегаты эффективно работают при условии подачи полотна бумаги в зону действия ротора. С увеличением ширины и скорости машин в гидроразбивателях стали устанавливать перпендикулярно к роторному агрегату дополнительный ротор, вал которого проходит через всю ванну. На этом валу у стенок

Конструктивные особенности гидроразбивателей		Тип гидроразбивателя			
Обрезная ширина полотна		вертикальные	горизонтальные	комбинированные	
		Вид ротора			
Ротор без применения сил трения					
Ротор с применением сил трения					
Форма ванны и расположение в ней роторов в зависимости от обрезной ширины	Обрезная ширина, мм				
	840 1050 1250 1680 2100				
Бумагоделательной машины	2520 3200 3750 4200 5300				
	6300 6400 6720 8400 10080 10500				

Рис. 11.5. Классификация гидроразбивателей, встроенных в бумаго-, картоноделательную машину

Рис. 11.6. Схема системы переработки сухого брака:

1, 2, 3 — клапаны с автоматическим управлением; 4, 5 — насосы; 6 — фотоэлектрический датчик; 7 — регулятор уровня массы в ванне гидроразбивателя; 8 — регулятор концентрации; 9 — ротор



ванны расположены два гонных диска, а между дисками установлены наклонно навстречу друг другу дисковые ножи с зубчатой нарезкой или лопасти.

На рис. 11.6 приведена схема переработки сухого бумажного брака, поступающего от каландра, наката и с конца сушильной части машины непосредственно в ванну гидроразбивателя. Система имеет два массных насоса. Гидроразбиватель может работать в режиме переработки кромок с продольно-резательного станка и переработки брака в количестве, соответствующем машинной выработке продукции при максимальной скорости машины. Перед пуском машины ванна гидроразбивателя должна быть заполнена водой на $\frac{2}{3}$ ее объема.

При переработке кромок работает один насос в режиме циркуляции массы, все клапаны закрыты. При достижении заданной концентрации массы по импульсу от регулятора концентрации автоматически открываются клапаны, установленные на линии подачи оборотной воды для регулирования концентрации массы в гидроразбивателе. Как только уровень массы в ванне достигнет максимального, включается насос, который будет перекачивать массу в бассейн брака до тех пор, пока в ванне не установится рабочий уровень.

При обрыве полотна автоматически открывается клапан, обеспечивающий дополнительную подачу воды, необходимой для разбавления брака до концентрации несколько выше заданной для того, чтобы окончательное регулирование ее проводилось регулятором концентрации. После роспуска брака, связанного с обрывом, система автоматически перестраивается на операцию роспуска кромок.

Окружная скорость ротора обычно составляет 5—9 м/с для гауч-мешалок и 12—20 м/с — для гидроразбивателей.

Геометрические размеры ванны и диаметр ротора связаны следующими зависимостями:

$$b/D_p = 2 \div 2,5; \quad L/D_p = 4 \div 8,$$

где D_p — диаметр ротора, м; b — ширина ванны, м; L — длина ванны, м.

В случае установки в ванне двух и более роторов расстояние между двумя соседними роторами должно находиться в пределах 2—2,5 диаметров ротора [25]. Производительность гидроразбивателей должна быть равна или несколько больше производительности машины.

Распускается брак в водно-волокистую суспензию, во-первых, вследствие разрыва механических связей между волокнами материала в результате непосредственного воздействия ротора, ударов о неподвижные планки и подвижные лопасти, ножи и, во-вторых, за счет сдвигающих сил, возникающих вследствие разности скоростей потока суспензии.

Мощность (N кВт), затрачиваемую на роспуск брака, можно приблизительно определить по формуле

$$N = 0,01kQ,$$

где k — удельный расход энергии на роспуск, кДж/100 кг; Q — производительность установки, кг/с.

Мощность (N кВт) приводного электродвигателя ротора определяется по формуле

$$N = 0,001\zeta n^3 d^5 \rho,$$

где ζ — коэффициент мощности; n — частота вращения ротора, с⁻¹; d — диаметр ротора, м; ρ — плотность среды, кг/м³.

Удельный расход энергии на роспуск материала следующий (кДж/100 кг):

Легкораспускаемые материалы:	материалы:	бумага оберточная	14 400
мокрый брак после Гауч-вала и прессов	2 880	» упаковочная	14 400
целлюлоза беленая	3 600	картон папочный	9 000
бумага сигаретная	3 600	» макулатурный	9 000
бумага без проклейки	5 400	Труднораспускаемые материалы:	
древесная масса	7 200	целлюлоза соломенная	12 600
Среднераспускаемые материалы:		бумага перфокарточная	12 600
целлюлоза небеленая	9 000	» мелованная	12 600
бумага журнальная	10 080	» рисовальная	12 600
» писчая	10 080	» фотоподложка	12 600
» конденсаторная	9 000	картон многослойный	14 400
» мешочная	10 800	подпергамент	16 020
		пергамент прозрачный	18 000

Коэффициент ζ — экспериментальная величина, зависящая от конструкции гидроразбивателя и режима течения массы в ванне. Для роторов гидроразбивателей коэффициент ζ находится в пределах 0,1—0,3.

Установлено, что чем больше поверхность ротора, тем интенсивнее циркуляция массы в ванне. В то же время с увеличением поверхности ротора условия для полного роспуска массы на отдельные волокна ухудшаются. При проектировании роторов необходимо учитывать оба эти фактора.

Так как режим движения водно-волокистой суспензии в ванне при роспуске брака находится в автоматической области, то для подобных установок можно использовать для подсчета следующую зависимость:

$$N/N_1 = n^3 D_p^5 / n_1^3 D_{p1}^5,$$

где N , n , D_p — соответственно потребляемая мощность, частота вращения и диаметр ротора модели; N_1 , n_1 , D_{p1} — соответствующие значения проектируемого ротора.

11.3. ВАКУУМНАЯ СИСТЕМА

Вакуумная система предназначена для обеспечения интенсивного обезвоживания бумажного полотна в сеточной и прессовой частях машины, передачи полотна с сеточной в прессовую часть, от одних элементов конструкции прессовой части к другим и для кондиционирования сукон.

Вакуумная система представляет собой группу генераторов вакуума, которые связаны с зонами отсоса трубопроводами, оснащенными водоотделителями, запорно-регулирующей арматурой ручного, автоматического и дистанционного управления.

В качестве генераторов вакуума применяются объемные и центробежные машины [81, 82]. К первой группе машин отно-

сятся водокольцевые вакуумные насосы и вакуум-насосы Рутс, ко второй — вакуумные турбовоздуходувки.

Современные вакуумные системы на базе водокольцевых вакуумных насосов обычно представляют собой объединенную трубопроводами группу насосов, расположенных над железобетонным каналом, служащим емкостью для сбора отходящей от вакуумных насосов воды и глушителем шума.

К каждой зоне отсоса подключены свои вакуумные насосы. В случае большого количества зон отсоса допускается подключение мало влияющих на работу друг друга зон отсоса к одному вакуум-насосу. В системе необходимо устанавливать резервный вакуум-насос с возможностью быстрого подключения его к любой зоне отсоса.

Разрежения в зонах отсоса регулируются задвижками, установленными на трубопроводе. Так как к зонам отсоса подключены свои вакуумные насосы, для обеспечения стабильного вакуума обычно не требуется специальных средств автоматики. Для обеспечения нормального режима работы вакуумного насоса и для устранения пульсаций разрежения все зоны отсоса, в которых отводится значительное количество воды (отсасывающие ящики, сукномойки и т. д.), имеют водоотделители.

Вакуум-насосы Рутс представляют собой воздуходувку с вращающимися поршнями, работающую в режиме вакуум-насоса. Их можно устанавливать на большом (до 100 м) удалении от бумагоделательных машин, установив вблизи машины лишь водоотделители [67, 57, 16].

Характерной особенностью объемных вакуумных насосов — водокольцевого и типа Рутс — в отличие от вакуумной турбовоздуходувки является практически постоянный расход при изменении разрежения на всасывании. Поэтому в противоположность вакуумной турбовоздуходувке изменившаяся воздухопроницаемость полотна или сукна у объемных вакуумных насосов вызывает резкое изменение вакуума при почти постоянном расходе. У вакуумных водокольцевых насосов и вакуумных насосов типа Рутс подключение различных зон отсоса к одному источнику вакуума возможно только тогда, когда это позволяет их взаимное влияние. У вакуумной турбовоздуходувки влияние друг на друга различных зон отсоса, подключенных к одному коллектору, незначительно. И это позволяет при проектировании вакуумной системы объединять на одну ступень турбовоздуходувки различные зоны отсоса бумагоделательной машины. Характерная особенность вакуумных турбовоздуходувок — зависимость потребляемой мощности от подачи. При уменьшении подачи мощность уменьшается.

Вакуумные водокольцевые насосы потребляют практически одинаковую мощность, независимо от создаваемого разрежения. Мощность вакуумных насосов Рутс пропорциональна создаваемому разрежению. Сравнение энергетических характери-

стик турбовоздуходувок и водокольцевых насосов показывает, что при использовании турбовоздуходувок осуществляется значительная экономия расхода электроэнергии. Особенно существенный эффект (30—40 %) достигается при вакууме до 50 кПа. Если сравнить насосы Рутс и турбовоздуходувки, то они имеют близкие удельные расходы мощности, но существенную экономию дает горячий воздух, получаемый в вакуумной системе с турбовоздуходувками.

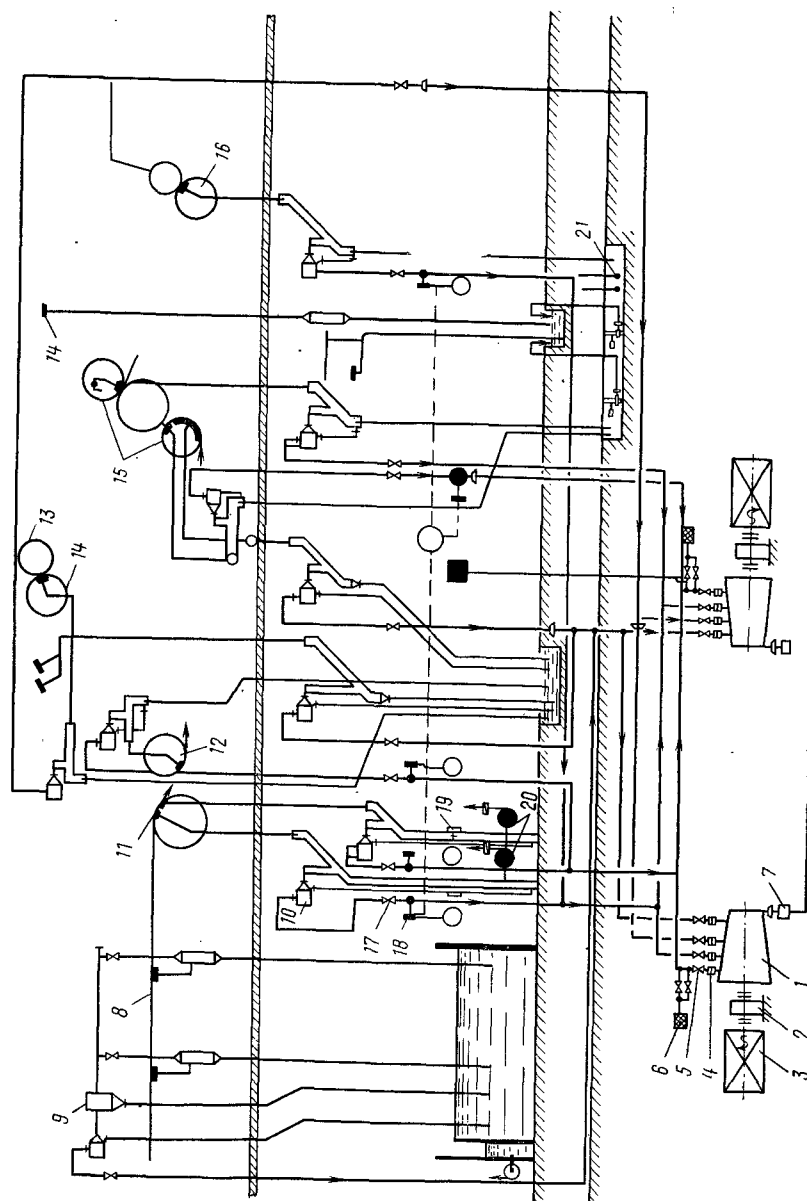
Вакуумные системы на базе турбовоздуходувок и насосов Рутс по сравнению с вакуумными системами с водокольцевыми вакуумными насосами обеспечивают значительно меньшее потребление свежей воды. Для создания разрежения в зонах отсоса широкоформатных быстроходных машин, вырабатывающих определенный вид продукции, наиболее экономичны турбовоздуходувки и насосы Рутс. Применение в качестве генератора вакуума водокольцевого насоса целесообразно, если объемы отсасываемого воздуха малы и отсутствует место для установки водоотделителей.

Вакуумная система на базе водокольцевых вакуум-насосов максимально проста, лишена автоматики и при этом (так как зоны отсоса оборудованы отдельными вакуумными насосами) отличается гибкостью и надежностью в работе.

Исключительно важным вопросом при проектировании вакуумной системы является определение расходных характеристик различных зон отсоса. При определении количества воздуха, просасываемого в данной зоне отсоса при заданном уровне разрежения, необходимо принимать в расчет большее количество факторов: вид бумаги, массу 1 м² полотна, степень помола, содержание наполнителей, геометрические характеристики зоны отсоса, вид сетки и сукна, скорость машины, температуру отлива и др. Для ориентировочного расчета и сравнительного анализа можно рекомендовать нормы, разработанные в ЦНИИбуммаше [24].

При проектировании вакуумных трубопроводов следует избегать вертикальных подъемов после горизонтальных участков, карманов, так как это может привести к образованию водяных пробок и пульсации разрежения. Трубопроводы должны быть рассчитаны на максимальный рабочий вакуум. Потери давления в отсасывающих валах и трубопроводах должны быть минимальными. В отсасывающих валах скорость потока не должна превышать 60 м/с, а в трубопроводах 30 м/с.

Вакуумная система с турбовоздуходувками (рис. 11.7) состоит из следующих элементов: вакуумного турбовоздуходувного агрегата, включающего вакуумную турбовоздуходувку, редуктор, систему централизованной смазки и привода; установки для водоотделения, включающей водоотделители специальной конструкции и насосы для откачки отделяющейся воды; системы регулирования, состоящей из схемы защиты от пере-



грузки и помпажа, а также из регуляторов и устройств электрической блокировки.

При работе турбовоздуходувки недопустимо попадание в проточную часть воды даже в капельном виде. Это связано с эрозийным действием воды на ротор, а также с возникающими при этом недопустимыми динамическими нагрузками.

Для отделения воды из водовоздушной смеси, идущей из зоны отсоса, в отсасывающие трубопроводы встроены водоотделители. Применяются две системы водоотделения — гравитационная и экстракционная. При гравитационной системе вода из водоотделителя отводится самотеком при помощи барометрической трубы в глубинный (9—12 м) колодец с гидрозатвором. Вода из колодца откачивается насосом. При экстракционной системе вода из водоотделителя отводится экстракционными насосами. Эта система применяется в тех случаях, когда строительство гидрозатвора связано с большими трудностями (скала, грунтовые воды и т. п.). Поплавки-выключатели водоотделителей служат в качестве предохранительного устройства при недопустимом повышении уровня жидкости, например из-за отказа экстракционного насоса. При этой системе работоспособность всего узла зависит от надежности работы насоса.

При сжатии воздуха в турбовоздуходувке его температура на выходе достигает 110—160 °С.

11.4. СИСТЕМА ВОДОПОЛЬЗОВАНИЯ

Система водопользования бумаго- и картоноделательных машин должна обеспечить максимальное использование оборотной воды с целью снижения расхода свежей воды, волокна, наполнителей, химикатов, а также сокращения стоков (с учетом обеспечения выработки готовой продукции требуемого качества). Эти требования обеспечиваются благодаря рациональному водообороту, автоматизации контроля и управления системами водопользования, оснащению последних высокоэффективным компактным оборудованием для локальной очистки оборотных вод и применению различных добавок, снижающих отрицательные явления, возникающие при замкнутых системах водопользования. Как показано на принципиальной технологической схеме (см. рис. 11.1), оборотные воды бумаго-, картоноделательных машин разделяются в основном на три потока: 1) регистровая вода с большим содержанием волокна и напол-

Рис. 11.7. Вакуумная система с турбовоздуходувками:

1 — вакуумная турбовоздуходувка; 2 — редуктор; 3 — электродвигатель; 4 — компенсатор всасывающего патрубка; 5 — задвижка; 6 — подсос воздуха защиты от компажа; 7 — компенсатор нагнетательного трубопровода; 8 — сеточная часть; 9 — предварительный водоотделитель; 10 — капельный водоотделитель; 11 — гауч-вал; 12 — пикап; 13 — вальцевая сукномойка; 14 — трубчатые сукномойки; 15 — прессы 1, 2; 16 — пресс 3; 17 — регулирующая задвижка; 18 — автоматический дроссельный клапан; 19 — датчик предельного уровня; 20 — экстракционный насос; 21 — поплавковый выключатель

нителя; 2) вода от отсасывающих ящиков с меньшим содержанием волокна и наполнителя; 3) избыточная оборотная вода.

Наиболее богатая волокном и наполнителем регистровая вода используется для разбавления бумажной массы перед машиной. В случае недостатка регистровой воды для разбавления массы используется частично вода от отсасывающих ящиков. Избыточная оборотная вода (неиспользованная вода 1-го и 2-го потоков, вода от гауч-вала и спрысковая вода) применяется для разбавления массы в системе переработки брака, остаток воды отводится в размольно-подготовительный отдел (на технологические нужды и на осветление). Часть осветленной воды используется в основном на спрыски сетки, пеногашение в напорном ящике и другие цели. Повторно используется на машине до 70 % оборотной воды.

Безвозвратные потери воды в системе водопользования составляют около 5 %. Это — потери при сушке бумаги; испарение с поверхности открытых емкостей; унос с отходами сортирования и готовой продукцией.

Свежая вода в системах водопользования подается только в те точки потребления, где оборотная вода не может быть использована: на промывку сукон, на охлаждение оборудования, на уплотнение сальников насосов, камер отсасывающих валов, дополняется в воду, поступающую на создание водяного кольца вакуум-насосов, с целью ее охлаждения и на санитарно-технические нужды.

Распределение свежей воды по точкам ее потребления и сброс в канализацию показаны на рис. 11.8.

Система водопользования должна разрабатываться с учетом использования технических решений, направленных на создание замкнутого цикла использования воды. На сегодняшний день технически выполнимыми решениями являются следующие:

сбор и циркуляция в замкнутом цикле воды, используемой для создания водяного кольца вакуум-насосов; температура этой воды поддерживается автоматически за счет подачи в систему необходимого количества свежей воды; датчик температуры устанавливается в распределительном коллекторе воды;

сбор охлаждающей воды от холодильных цилиндров, наката, теплообменников пароконденсатной системы и повторное применение ее для кондиционирования сукон;

сбор, очистка ворсодержащих вод и повторное использование их для промывки желобчатых валов;

сбор избыточной оборотной воды от сеточной части машины и транспортировка ее на аппараты внутрицеховой очистки с целью повторного использования непосредственно на машине взамен свежей воды;

сбор и локальная очистка воды для повторного использования ее в тех же точках потребления.

Для внутрицеховой очистки избыточной оборотной воды применяются: аппараты, работающие на принципе осаждения; скребковые ловушки, конусные отстойники, аппараты, работающие на принципе флотации, флотационные ловушки; аппараты, работающие на принципе фильтрации: дисковые фильтры, фильтры «Вако». Для локальной очистки оборотных вод бумаго- и картоноделательной машин применяются: фракционаторы; самоочищающиеся фильтры; гидросита. Для охлаждения воды от теплообменных устройств применяются: охладительные башни, градирни; теплообменники.

С целью сокращения производственных площадей и ускорения процесса осветления при внутрицеховой очистке избыточных оборотных вод взамен флотоловушек обычной конструкции начали применять высокоэффективные компактные полочные флотаторы.

11.3. Основные типы запорно-регулирующей арматуры, применяемой в системе коммуникаций бумаго- и картоноделательных машин

Наименование арматуры	D_y мм	p_y МПа	Назначение
Задвижки шиберные массовые:			
с ручным управлением	50—800	До 0,6	Устанавливаются на линиях массы отбельных, очистных, бумажных цехов
с пневмоприводом	50—500	До 0,6	
с электроприводом	50—500	До 0,6	
Дозирующая задвижка с электроприводом	100—600	До 0,6	Тонкое регулирование расхода массы, поступающей на разбавление перед подачей на машину
Заслоночные устройства регулирующие с ручным управлением и с пневмоприводом	80—500	До 0,6	Устанавливаются на линиях воды и волокнистых суспензий до концентрации 3 % в случаях, когда не требуется плотность в закрытом положении
Заслоночные устройства запорно-регулирующие с ручным управлением и с пневмоприводом	80—500	До 0,6	Устанавливаются на линиях воды и волокнистых суспензий концентрацией до 6 %, воздуховодах, вакуумных линиях
Краны шаровые запорные с ручным управлением и с пневмоприводом	200—500 80—400 15—50	До 1,0 До 2,5 До 4,0	Устанавливаются на линиях оборотных вод, массы, химикатов при высоком давлении в трубопроводах при больших скоростях потока, в длинных трубопроводах, в случаях, когда протекающая среда может отлагаться или кристаллизоваться
Краны шаровые регулирующие с пневмоприводом	200—400 80—400 15—50	До 1,0 До 2,5 До 4,0	Устанавливаются на линиях оборотных вод, массы, химикатов при высоком давлении в трубопроводах и больших скоростях потока в качестве регулирующего органа

За рубежом для локальной очистки оборотных вод с целью их повторного использования в технологических системах бумаго- и картоноделательных машин используются фракционаторы различных конструкций и напорные и безнапорные гидросита. Отечественной промышленностью серийно изготавливается фракционатор ОВ-06, предназначенный для улавливания волокна из сточных вод.

Внедрение замкнутых систем водопользования связано со значительными капиталовложениями и эксплуатационными затратами, а также с возникновением таких негативных явлений, как усиление развития микроорганизмов с образованием биообрастаний оборудования и трубопроводов; концентрирование солей и коллоидов, приводящее к повышенной коррозии оборудования; ухудшение процесса проклейки; ухудшение обезвоживания полотна из-за накопления мелкого волокна; пенообразование и др.

Большое значение для обеспечения стабильной работы систем технологического оборудования имеет правильный выбор запорно-регулирующей арматуры (табл. 11.3). В зависимости от выполняемой функции арматура разделяется на арматуру запорную, предназначенную для быстрого переключения или перекрытия потоков массы или воды в системе, и арматуру регулирующую, предназначенную для поддержания работы системы и оборудования в заданном режиме. Основные параметры, характеризующие арматуру, — условный проход D_y (мм) и условное давление среды в трубопроводе p_y (Па).

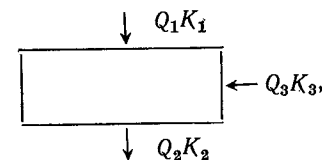
11.5. РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ БУМАГО-КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН И КОМПЛЕКТАЦИЯ ИХ ОБОРУДОВАНИЕМ

Расчет баланса воды и волокна — основной технологический расчет, определяющий расходные характеристики потоков массы и оборотной воды в системах бумаго- и картоноделательных машин. Для правильного выбора схемы расчета баланса воды и волокна необходимо проанализировать технологические системы, технологические режимы, операции разбавления, очистки, отлива массы и др. бумаго- и картоноделательных машин, вырабатывающих аналогичный ассортимент продукции, показатели готовой продукции, а также новые технические решения, закладываемые в проектируемую машину. На основе анализа разрабатывается схема расчета баланса воды и волокна и определяются исходные данные для расчета (концентрация массы на всех технологических операциях от машинного бассейна до напорного ящика машины; сухость бумажного полотна на различных участках машины; концентрация отходящих и оборотных вод; количество свежей и осветленной воды, вводимой в различные точки потока).

Расчет баланса воды и волокна ведется по производительности машины на накате брутто (например, в килограммах в час), что позволяет перейти непосредственно к расчетной гидравлической производительности потока и определению количества единиц оборудования, устанавливаемого в технологическом потоке.

Расчет ведется исходя из того, что суммарное количество воды и волокна, поступающее на данную стадию производства, должно быть равно суммарному количеству уходящей воды и волокна.

Для определения количества абсолютно сухого вещества в потоках отдельных узлов составляются уравнения с двумя неизвестными. Одно уравнение составляется по массе, второе — по абсолютно сухому веществу, например для схемы



где Q_1 и Q_3 — количество поступающей массы; Q_2 — количество уходящей массы; K_1 , K_2 , K_3 — концентрации соответствующих потоков.

Уравнение по массе имеет вид

$$Q_2 = Q_1 + Q_3,$$

по абсолютно сухому веществу

$$Q_2 K_2 = Q_1 K_1 + Q_3 K_3.$$

Решая систему уравнений, находим количество массы и абсолютно сухого вещества (в кг/ч).

Гидравлический поток (W м³/с) определяется по формуле

$$W = Q/\gamma,$$

где Q — количество массы, кг/с; γ — объемная масса, кг/м³.

Объемная масса волокнистой суспензии при различных концентрациях приведена ниже:

Концентрация, %	0	0,998	1,99	2,97	3,95
Объемная масса, кг/м ³	998,23	1001,93	1005,61	1009,29	1012,97
Концентрация, %	5,88	7,78	11,51	15,13	18,66
Объемная масса, кг/м ³	1020,34	1027,70	1042,45	1057,17	1071,88

Расчет баланса воды и волокна выполняется на ЭВМ.

На основании полученных расчетных данных составляется схема баланса воды и волокна. Технологическое оборудование систем бумаго- и картоноделательных машин выбирается на основании выполненных расчетов.

Для каждой технологической операции выбирается типоразмер серийно изготавливаемого оборудования с учетом: фактического наличия производственной площади для размещения оборудования; установки минимального количества единиц оборудования для облегчения условия обслуживания; обеспечения нормального режима работы оборудования для всего ассортимента продукции, вырабатываемого на данной машине; обеспечения минимального потребления электроэнергии, свежей воды, пара, а также минимальных стоков и т. п.

Количество устанавливаемого оборудования n определяют по формуле

$$n = W/q_0,$$

где W — гидравлический поток, м³/с; q_0 — гидравлическая пропускная способность единицы оборудования, м³/с. Полученное количество округляют до ближайшего целого числа и прибавляют к нему 1—2 шт. для резерва.

На основании данных расчета баланса воды и волокна определяют диаметры (D м) трубопроводов для массы, воды, мокровоздушной смеси вакуумной системы по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4W}{\pi v}},$$

где W — расход среды, м³/с; v — скорость движения среды в трубопроводе, м/с.

Принимаемые для расчета скорости движения сред в трубопроводе приведены в табл. 11.4.

11.4. Скорость движения среды, м/с

Наименование среды	Трубопровод	
	всасывающий	напорный
Масса концентрацией, %:		
до 1	1—1,5	2—2,5
от 1 до 3	0,8—1,2	1,5—2
от 3 до 5	0,5—0,8	1—1,5
Оборотная вода	1—1,5	2,5—3,0
Свежая вода	1—1,5	2,5—3,0
Мокровоздушная смесь вакуумных систем	15—30	—
Сжатый воздух	—	8—16

При подборе насосов руководствуются: результатами расчета баланса воды и волокна, из которого определяют поле расходов; результатами расчета давления, требуемого для подачи среды в точки потребления.

11.6. САУ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПОТОКАМИ БУМАГО- И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Основная задача САУ на участках разбавления, очистки и подачи массы на машину — стабилизация параметров, характеризующих качество бумажной массы. К указанным параметрам относятся: концентрация, степень помола, температура и рН. Успешное решение этой задачи зависит не только от правильного выбора структуры и элементов САУ, но и от качества массы, подаваемой в машинный бассейн из размольно-подготовительного отдела, т. е. от стабильности ее параметров. Кроме указанных выше, к этим параметрам относится также композиция бумажной массы [54].

Основные способы контроля таких параметров, как уровни, расходы, концентрация, степень помола и рН и используемые для этой цели в целлюлозно-бумажной промышленности первичные преобразователи (датчики) подробно описаны в специальной литературе [54].

При описании системы переработки и удаления брака указывалось, что она включает САУ концентрацией брака, откачиваемого из гауч-мешалки и гидроразбивателя. Включение этих САУ в технологический поток имеет большое значение для дальнейшей переработки брака. Однако необходимо отметить, что их наладка и обеспечение устойчивой работы в переходных режимах при ликвидации последствий обрыва полотна связана со значительными трудностями, что в основном обусловлено большими скачкообразного характера возмущениями, действующими на САУ.

Для обеспечения оперативного управления технологическим потоком бумаго- или картоноделательной машины в различных режимах предусматривается дистанционное управление пневматическими и электрическими приводами всех входящих в поток механизмов (запорной и запорно-регулирующей арматуры, насосов, перемешивающих устройств, аппаратов непрерывного размола, очистителей и др.) и необходимая сигнализация.

Для управления электродвигателями переменного тока используются в основном блоки и станции управления нормализованной серии. Управление всеми электродвигателями осуществляется, как правило, с соответствующего щита или пульта дистанционно, а также по месту с поста управления. Ключ для перевода с местного управления на дистанционное и обратно устанавливается по месту. Измерение тока нагрузки предусматривается для электродвигателей мощностью 40 кВт и выше, а также для электродвигателей мощностью менее 40 кВт, если это обусловлено технологическими требованиями.

12. РЕГУЛИРУЕМЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД БУМАГО- И КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Автоматизированный электропривод бумагоделательной машины (БДМ) представляет электромеханическое устройство, преобразующее электрическую энергию в механическую, обеспечивающее управление и регулирование механического технологического процесса по транспортировке бумажного полотна и одежды машины.

В БДМ и КДМ автоматизированный электропривод в основном осуществляет изменение скорости, а также автоматическую стабилизацию установленных для определенного технологического процесса скоростей секций машины.

Для БДМ и КДМ применяются различные типы электроприводов, которые можно разделить на трансмиссионные (с клиноременными передачами и с дифференциальными редукторами) и многодвигательные (с общим преобразователем и с отдельными преобразователями) приводы.

В трансмиссионном электроприводе отдельные секции БДМ приводятся во вращение от продольного трансмиссионного вала, приводимого от электродвигателя с регулируемой скоростью вращения [78].

Для БДМ малой и средней скорости (до 250—300 м/мин) находят применение приводы с клиноременными передачами, посредством которых передается вращение от продольного вала к коническим или цилиндрически-коническим редукторам, соединенным при помощи промежуточных валов с приводными валами секций машины. На продольном валу расположены раздвижные шкивы, снабженные многодисковыми сцепными (фрикционными) муфтами, в которых пружиним дисков осуществляется от пневматической системы при помощи односторонней мембраны. Скорости каждой секции БДМ можно регулировать в пределах 10—15 %, изменяя положение ремня на раздвижных шкивах продольного вала. При помощи сцепных муфт можно пускать и останавливать каждую секцию машины при работающем продольном вале трансмиссии. Для получения вспомогательной скорости одной из секций машин необходимо снижать скорость продольного вала.

На широких быстроходных БДМ находят применение трансмиссионные приводы с дифференциальными редукторами [78]. Для дифференциального привода вместо клиноременных раздвижных шкивов и редукторов устанавливают дифференциальные редукторы с вариаторами. Для надежности работы при дифференциальном приводе устанавливают вариаторы с металлической цепью, работающие почти без скольжения.

При наличии нескольких приводных валов, связанных общей одеждой (сетки, сушки) или имеющих общий контакт, один из валов таких секций приводится от продольного трансмиссионного вала, а остальные — от вспомогательных электродвигателей, скорость которых синхронизируется со скоростью дифференциального редуктора. Для получения вспомогательной скорости каждой из секций независимо от скорости остальных секций часто устанавливается дополнительный привод с редуктором и двигателем переменного тока, имеющий неизменяемую частоту вращения.

Ввиду сложности изготовления дифференциальных редукторов, высокой их стоимости и необходимости применять вспомогательные электродвигатели для многоприводных секций современных машин отечественные трансмиссионные приводы с дифференциальными редукторами не выпускаются.

Наибольшее распространение получили многодвигательные электроприводы постоянного тока, когда каждая секция приводится во вращение от одного или нескольких электродвигателей. Приводные электродвигатели секций могут получать питание от общего преобразователя переменного тока в постоянный (электроприводы с общим преобразователем) или от отдельных преобразователей (электроприводы с отдельными преобразователями) [29]. В первом случае энергия между секциями распределяется на постоянном токе, во втором — на переменном токе.

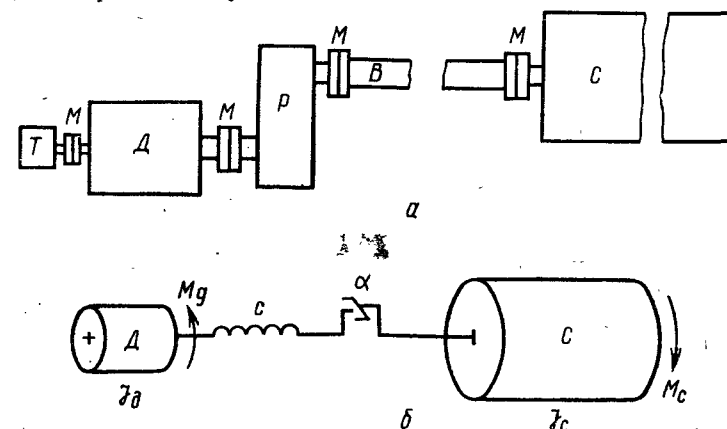


Рис. 12.1. Механическая часть привода секции:

а — компоновка; б — расчетная схема; Д — электродвигатель; С — секция; В — промежуточный вал; Р — редуктор; М — муфта; Т — тахогенератор; M_d — момент вращения электродвигателя; M_c — приведенный момент нагрузки секции; J_d , J_c — момент инерции двигателя и приведенный момент инерции секции; c — коэффициент жесткости; α — зазор

Из-за высоких требований к плавности регулирования и точности поддержания скоростей секций многодвигательный привод БДМ и КДМ в настоящее время выполняется исключительно как электропривод постоянного тока. Предпочтение отдается электроприводе с отдельными преобразователями, как более простому (отсутствуют дополнительные преобразователи для пуска электродвигателей секций, рабочая скорость и скорости секций регулируются только изменением якорного напряжения электродвигателей при неизменном потоке возбуждения) и удобному для осуществления регулирования распределения нагрузок и натяжения бумажного полотна.

Регулируемый привод переменного тока более дорог и менее экономичен. При многодвигательном электроприводе механическая связь между электродвигателями и приводными валами секций машины осуществляется через редукторы, промежуточные валы и соединительные муфты (рис. 12.1). Секции машины с контактирующими валами и валами, связанными общей одеждой, довольно часто приводятся от нескольких электродвигателей для разгрузки одежды и сведения к минимуму передачи крутящих моментов через зоны контакта валов.

Многодвигательный электропривод бумагоделательных машин имеет ряд преимуществ перед однодвигательным: резко упрощается кинематика механической части привода, облегчается его компоновка и доступ к отдельным элементам; увеличивается удобство управления машиной и отдельными секциями; обеспечивается удобство контроля за нагрузками секций и их отдельных приводных частей; упрощается при модернизации установка дополнительных приводных устройств; упрощается и облегчается автоматизация электропривода.

На скоростные режимы секций машин и связанные с ними процессы деформации бумажного полотна в межсекционных промежутках оказывает влияние большое число факторов, к основным из которых относятся: механические параметры секций и механических передач (моменты инерции, упругости, зазоры); моменты нагрузки и характер их изменения во времени; прочностные свойства бумажного полотна в межсекционных промежутках; параметры элементов электропривода и регуляторов (инерционность, точность стабилизации скорости, быстродействие, колебательность, перерегулирование); изменение параметров питающей сети переменного тока (напряжение, частота) [72].

Все эти факторы находятся в тесном взаимодействии, поэтому бумагоделательная машина совместно с электроприводом образует единое целое — один сложный электромеханический автоматизированный объект, в котором установившиеся (статические) и переходные (динамические) процессы в механической и электрической частях при действии различных возмущений взаимно влияют друг на друга и на вырабатываемую продукцию. Взаимосвязь между упругими колебаниями в механической системе и колебаниями скорости электродвигателя может вызывать электромеханический резонанс, исключающий нормальную работу оборудования.

К возмущениям, приводящим к переходным (динамическим) процессам, относятся изменения параметров технологического режима (вакуума в обезвоживающих элементах, давления прессования, натяжения одежды, количества конденсата в сушильных цилиндрах), изменения факторов, влияющих на прочностные свойства полотна бумаги (показатели качества бумажной массы, температура сушильных цилиндров); изменения в системе автоматизированного электропривода (нагрев элементов, нестабильность их параметров во времени) и изменения параметров питающей сети переменного тока.

Комплекс этих возмущений в конечном итоге приводит к изменениям скоростей секций, натяжений полотна бумаги, качественных показателей готовой продукции и может привести к обрыву полотна.

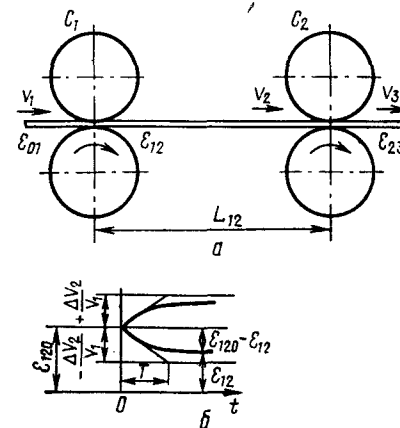
В системе автоматического регулирования скоростей электропривода секций машины вырабатываются воздействия, нейтрализующие влияние возмущений.

12.2. ДЕФОРМАЦИЯ ПОЛОТНА МЕЖДУ ДВУМЯ СЕКЦИЯМИ

Требования, предъявляемые к регулируемому автоматизированному электроприводу бумагоделательных машин, имеют свою специфику и отличаются от требований к общепромышленным электроприводам.

Рис. 12.2. Растяжение полотна бумаги в межсекционном промежутке:

а — схема растяжения; б — процесс изменения удлинения при скачке скорости $\pm \Delta v$



Диапазон изменения скорости БДМ и КДМ машин в основном зависит от ассортимента бумаги и находится в пределах от 1:2 до 1:10.

В результате действия различных возмущений изменяются скорости электродвигателей секций, вследствие чего изменяется и деформация полотна в межсекционных промежутках. Допустимые отклонения деформации полотна от установленных значений в переходных процессах определяются характером изменения деформации полотна во времени. Силы между полотном и валами передаются трением. Установлено, что при передаче тягового усилия упругой растяжимой гибкой связью (в рассматриваемом случае полотном) на дуге охвата со стороны сбегающей ветви возникает дуга скольжения, в пределах которой происходит упругое проскальзывание полотна (вследствие его упругой деформации) по валу и изменение натяжения полотна. Со стороны набегающей на вал ветви возникает дуга покоя, в пределах которой полотно дополнительно не деформируется и сохраняет свое первоначальное натяжение.

При набегаании полотна на вал на дуге покоя скорость полотна равна окружной скорости вала. На остальной части дуги охвата, соответствующей дуге скольжения, скорость элементов полотна не равна скорости вала. Постепенно увеличиваются натяжение и скорость полотна к точке его сбегаания.

Протяженность зоны контакта полотна на валах секций, как правило, гораздо меньше длин участков L_{12} (рис. 12.2) свободного хода полотна между смежными секциями. Поэтому при рассмотрении процессов растяжения полотна пренебрегают зоной скольжения и считают, что полотно испытывает мгновенное растяжение в точке выхода полотна из предыдущей секции в зону растяжения между секциями.

Дифференциальное уравнение удлинения полотна бумаги в межсекционном промежутке имеет вид [72]

$$\frac{d\varepsilon_{12}}{dt} + \frac{v_1}{L_{12}} \varepsilon_{12} = \frac{v_2 - v_1}{L_{12}}, \quad (12.1)$$

где ε_{12} — относительное удлинение полотна в межсекционном промежутке; v_1 , v_2 — линейные скорости смежных секций C_1 и C_2 .

Интегрирование уравнения (12.1) при $\pm \Delta v$ (скачок разности скоростей) дает следующий результат:

$$\varepsilon_{12} = \varepsilon_{120} e^{-\frac{v_1}{L_{12}} t} + \frac{v_2 - v_1}{v_1} \left(1 + e^{-\frac{v_1}{L_{12}} t} \right), \quad (12.2)$$

где ε_{120} — начальное значение удлинения в момент, предшествующий скачкообразному изменению скоростей.

При $t \rightarrow \infty$ из уравнения (12.2) находится установившееся значение удлинения

$$\varepsilon_y = \frac{v_2 - v_1}{v_1} = \frac{\Delta v}{v_1} = \frac{v_2}{v_1} - 1. \quad (12.3)$$

При уменьшении скорости v_2 до v_1 (в рассматриваемом случае скачкообразно) изменение относительного удлинения подчиняется закону

$$\varepsilon_{12} = \varepsilon_{120} e^{-t/T}, \quad (12.4)$$

где T — постоянная периода переходного процесса, т. е. удлинение полотна в зоне растяжения между смежными секциями уменьшается по экспоненциальному закону до нуля.

Таким образом, для обеспечения необходимого натяжения полотна между смежными секциями машин должно существовать определенное соотношение скоростей смежных секций.

При постоянной разности скоростей v_2 и v_1 значение удлинения стремится к определенному конечному пределу, поэтому для поддержания постоянства удлинения необходимо стабилизировать скорости электропривода секций. Чем точнее стабилизация скоростей v_2 и v_1 регуляторами скорости, тем стабильнее удлинение и натяжение полотна в межсекционном промежутке.

Исследование математической модели процесса растяжения бумажного полотна (12.1) в межсекционном промежутке позволяет конкретизировать и уточнить требования к автоматизированному электроприводу БДМ и КДМ.

12.3. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЭЛЕКТРОПРИВОДУ

Анализ бумагопроводящих систем, опыт работы бумагоделательных машин и уровень изученности механических технологических процессов позволяют сформулировать основные требования, предъявляемые к автоматизированному регулирующему электроприводу, к которым относятся [29]: изменение рабочей скорости машины; стабилизация рабочей скорости; обеспечение вспомогательной скорости; изменение скоростей секций машины; стабилизация скоростей секций; качество процесса стабилизации скоростей секций; стабилизация распределения нагрузок между электродвигателями многоприводных секций; стабилизация натяжения бумажного полотна; управление секционным электроприводом.

Диапазон изменения скорости машины в основном зависит от ассортимента бумаги, намеченного к выработке на машине. Кроме того, новые машины ввиду сложности технологического процесса производства бумаги обычно осваиваются не сразу, в течение длительного времени. Для освоения машин, вырабатывающих один вид бумаги, и для удобства маневрирования минимальный диапазон регулирования рабочей скорости ограничивается отношением 1 : 2.

Для машин, вырабатывающих бумагу писчую и для печати, диапазон регулирования рабочей скорости составляет от 1 : 3 до 1 : 5, для машин, изготавливающих техническую и высокосортную бумагу, — от 1 : 8 до 1 : 10, для картоноделательных машин — от 1 : 4 до 1 : 8.

Ввиду того, что срок службы бумагоделательных машин составляет десятки лет и они могут работать 5—10 лет (иногда и больше) без существенной модернизации, для создания резерва скорости на этот период максимальная скорость по приводу машин выбирается на 15—30 % больше максимальной рабочей скорости.

Во избежание недопустимых колебаний массы 1 м² бумаги из-за колебаний скорости машины требуется стабилизация установленной скорости во всем рабочем диапазоне.

Стандарты на бумагу допускают колебания массы 1 м² бумаги $\pm (3—5) \%$. Ввиду того, что причинами изменения массы 1 м² бумаги являются кроме колебаний скорости машины еще колебания количества подаваемой на сетку массы, ее концентрации и т. п., допустимые колебания скорости машины должны быть меньше, чем допустимые колебания массы 1 м² бумаги. Рабочая скорость машины поддерживается с точностью $\pm (0,1—0,3) \%$. Для осмотра одежды машины и ее расправки после смены, а также ряда других операций необходимо иметь возможность обеспечения для отдельных секций пониженной, так называемой вспомогательной скорости (20—40 м/мин).

Высокой стабилизации вспомогательной скорости не требуется.

В процессе выработки бумаги на машине отлитое на сетке бумажное полотно по мере перехода от одной секции к другой претерпевает ряд деформаций. Между секциями машины бумажное полотно должно проходить с натяжением во избежание складок и короблений, а также для возможности его отрыва от прессовых и других валов при прилипании. Натяжение полотна в межсекционных промежутках осуществляется за счет обеспечения определенной разности скоростей между предыдущей и последующей секциями.

В сушильной части полотна испытывает усадку, и для уменьшения напряжений в полотне при переходе из одной сушильной группы в другую часто скорости сушильных групп (по отношению одна к другой) по ходу полотна уменьшают.

Кроме того, из-за колебаний показателей качества бумажной массы, вакуума, температуры греющего пара и т. п. приходится эпизодически менять межсекционное натяжение полотна, т. е. скорости секций.

При различном ассортименте бумаги, вырабатываемой на одной машине, для каждого вида бумаги устанавливаются свои соотношения скоростей. Поэтому электропривод должен позволять вручную изменять в небольших пределах скорость каждой секции машины. Диапазон изменения скоростей составляет для секций мокрой части машины $\pm 5\%$, для остальных секций $\pm 3\%$, для наката $+10 \div -3\%$.

Система электропривода должна строиться таким образом, чтобы сигнал от задатчика скорости одной секции воздействовал одновременно на скорости всех последующих секций во избежание изменения натяжения полотна во всех последующих межсекционных промежутках. Кроме того, электропривод секций должен дополнительно обеспечивать автономное (независимое) изменение скорости в пределах $2-4\%$ отдельных секций для компенсации износа валов.

Причин, нарушающих установленные скорости секций, много, но основной следует считать изменение нагрузок. Возможные максимальные изменения нагрузок секций по отношению к средним рабочим значениям следующие ($\%$): в сеточной части $30-40$, в прессовой $25-40$, в сушильной $30-50$, каландра (при обрыве бумаги) 50 , наката (при обрыве бумаги) 60 . При указанных изменениях нагрузок скорость электродвигателей без изменения регуляторов скорости может измениться до 10% . Поэтому секционные электроприводы машин должны обязательно оснащаться автоматическими системами регулирования скоростей секций (АСРСС) для уменьшения их изменения.

В межсекционных промежутках натяжение полотна поддерживают на уровне $0,25-0,3$ от разрывного удлинения.

Экспериментально установлено [72, 15], что оптимальные значения отклонения относительных удлинений от средних значений, при которых вырабатывается бумага, без ухудшения прочностных свойств составляют $\pm 0,15$ от разрывного удлинения.

При изменении скорости секции в результате воздействия различных возмущений система регулирования не может мгновенно ликвидировать это изменение ввиду того, что как сама секция, так и силовые элементы электропривода и элементы АСРСС обладают определенными инерционностями (электро-механическими и электромагнитными). Другими словами, переход секции из одного установившегося состояния по скорости к новому при изменившейся нагрузке протекает во времени (рис. 12.3).

Основным из требований, предъявляемых к АСРСС, является ее устойчивость, т. е. способность регулятора устранять отклонения регулируемой величины, вызванные возмущениями. Кроме

того, АСРСС должна обеспечивать необходимое качество процесса регулирования, основными показателями которого являются: максимальное отклонение скорости — динамическая ошибка ($\alpha_{дин} \%$)

$$\alpha_{дин} = \frac{\Delta v_{дин}}{v_{нач}} 100; \quad (12.5)$$

установившееся отклонение скорости — статическая ошибка ($\alpha_{ст} \%$)

$$\alpha_{ст} = \frac{\Delta v_{ст}}{v_{нач}} 100 = \frac{v_y - v_{нач}}{v_{нач}} 100; \quad (12.6)$$

быстродействие — период переходного процесса (t_n);
количество колебаний в период переходного процесса.

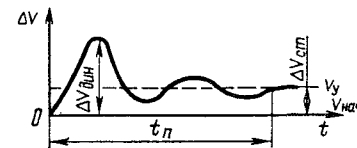


Рис. 12.3. Переходный процесс при регулировании скорости секций

Требования к качеству процесса регулирования скорости секций определяются прочностными свойствами и поведением полотна в межсекционных промежутках в переходных режимах.

Быстродействие системы должно быть таким, чтобы максимальное динамическое отклонение удлинения полотна от начального значения не превышало $2-2,5$ статической ошибки $\alpha_{ст}$, которая в свою очередь составляет $0,05-0,2\%$, [72] при изменении нагрузки секции на $20-30\%$ по экспоненте с постоянной времени $0,5$ с. Переходный процесс должен быть малоколебательным ($2-3$ колебания).

Эффективность динамических показателей АСРСС во многом определяется быстродействием системы, что в свою очередь зависит от характеристик механической части привода [73, 7, 8, 9].

Для подавления вредного влияния упругости механических передач привода в АСРСС применяются специальные средства электрической коррекции, позволяющие повышать быстродействие системы регулирования. Вместе с тем возможности электрической коррекции ограничены, поэтому необходимо также улучшать характеристики механической части привода для облегчения задачи получения необходимого по технологическим условиям быстродействия АСРСС.

Для широких быстроходных машин рекомендуется ограничивать приведенный к валу двигателя суммарный зазор передач значением $0,6-1,2^\circ$ и повышать крутильную жесткость системы.

В многоприводных секциях бумагоделательных машин (в сеточной и прессовой частях) крутящие и тормозные моменты на приводные валы передаются через одежду и благодаря трению

между валами. Из-за неидентичности характеристик секционных электродвигателей при изменении нагрузки на секции один из электродвигателей (с более жесткой характеристикой) может воспринять недопустимо большую нагрузку, сильно разгрузив остальные электродвигатели. Во избежание этого в электроприводе должны быть предусмотрены регуляторы распределения нагрузок, стабилизирующие устанавливаемые обслуживающим персоналом соотношения нагрузок между электродвигателями при изменении момента статического сопротивления секции. Такие регуляторы должны обеспечивать статическую точность соотношения нагрузок в пределах $\pm (3-5) \%$ при изменении нагрузки до $\pm 30 \%$ на любом из приводных валов.

Натяжение бумажного полотна даже при поддержании заданных скоростей секций с высокой точностью может изменяться из-за нестабильности технологических параметров [72, 52]. Поэтому на высокоскоростных машинах должно быть непосредственное регулирование натяжения полотна в наиболее ответственных с точки зрения натяжения межсекционных промежутках (последние сушильные группы, каландр), АСРСС дополняется системой автоматического регулирования натяжения полотна бумаги (АСРН). АСРН должна обеспечивать статическую точность регулирования натяжения $\pm 2 \%$.

Для измерения натяжения применяются специальные магнитоупругие датчики усилия (прессдукторы), встраиваемые под подшипниковые узлы бумаговедущих валов.

Электропривод должен обеспечивать пуск на вспомогательную или рабочую скорость любой секции, независимо от рабочего состояния остальных секций. Пуск секционных электродвигателей должен быть плавным. Плавность пуска секций на любую рабочую скорость должна обеспечиваться разгоном с ускорением $0,05-0,07 \text{ м/с}^2$.

Электропривод должен позволять вести непрерывный контроль за нагрузкой и скоростью отдельных секций машины при помощи электроизмерительных приборов и цифровых приборов скорости и соотношения скоростей секций.

12.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ

Мощность, затрачиваемая на перемещение и удлинение бумаги при прохождении по бумагоделательной машине, на уплотнение полотна на прессах и каландре, — так называемая полезная мощность, весьма мала по сравнению со всей мощностью, потребляемой машиной. Поэтому можно считать, что мощность на машине расходуется на преодоление сопротивлений, за исключением наката, где полезная мощность наматывания бумаги составляет большую часть потребляемой накатом мощности.

Мощность на бумагоделательной машине расходуется на преодоление трения в подшипниках валов и цилиндров, трения ка-

чения между контактирующими валами, трения шаберов о валы и цилиндры, сетки по отсасывающим элементам, уплотнений камер отсасывающих валов о рубашки валов и т. п. Потребляемая мощность зависит от параметров машины (ширины, нагрузки на подшипники валов и цилиндров, типов подшипников, диаметров цапф и др.) и от скорости машины.

Существует два метода определения мощности: поэлементный (во всех местах, где она фактически потребляется) и по удельным показателям (статистический) на основании замеров фактически потребляемой мощности на ряде идентичных машин и отнесения ее к 1 м ширины машины и 1 м/мин ее скорости. При определении мощности по методу удельных показателей остается неизвестным распределение мощности по отдельным видам ее затрат, что не позволяет их оценивать и принимать меры для их уменьшения. Метод поэлементного определения мощности в местах ее фактического потребления дает возможность учесть особенности конструкции и работы рассматриваемой секции. Однако поэлементный метод весьма трудоемок и требует большого количества исходных данных, поэтому в инженерной практике преимущественное распространение получил метод удельных показателей.

Для более удобного сравнения показателей удельной мощности с данными поэлементного метода расчета удельные показатели приводят к так называемым тяговым усилиям.

Тяговым, или окружным, усилием называется усилие, которое надо приложить к наружной поверхности рабочей части валов или цилиндров, чтобы преодолеть все силы сопротивления и вращать приводную секцию с заданной скоростью.

Между мощностью и тяговым усилием существует зависимость

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} F v, \quad (12.7)$$

где P — мощность, кВт; F — тяговое усилие, Н; v — скорость секции, м/мин.

Если тяговое усилие отнести к 1 м ширины сетки, т. е. $f = F/B_c$, то формула (12.7) принимает вид

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} f B_c v. \quad (12.8)$$

Удельная мощность $\left(p = \frac{\text{кВт} \cdot \text{мин}}{\text{м}^2} \right)$ определяется по формуле

$$p = 1,67 \cdot 10^{-5} f. \quad (12.9)$$

При определении мощности по удельным показателям различают среднюю $p_{\text{ср}}$ и максимальную $p_{\text{макс}}$ удельные мощности и соответственно $f_{\text{ср}}$ и $f_{\text{макс}}$.

12.1. Значения тяговых усилий, отнесенных к 1 м ширины сетки

Наименование секций и приводных валов	$f_{\text{ср}}$ Н/м	$f_{\text{макс}}$ Н/м
Двухсеточные формующие устройства:		
Пери-формер:		
сетководущий вал	1150	1610
Дуо-формер:		
формующий вал	1120 *	1650 *
	1000 **	1400 **
отсасывающий гауч-вал	1390 *	1950 *
	1000 **	1400 **
Сим-формер:		
сетководущий вал нижней сетки	3930	4910
отсасывающий гауч-вал	3090	3860
сетконаправляющий (подсеточный) вал	440	550
сетководущий вал верхней сетки	1750	2190
Бел-Бей-формер:		
формующий вал	930	1160
отсасывающий гауч-вал	930	1160
сетководущий вал	930	1160
Многовальные (комбинированные) прессы: ***		
вакуум-пересасывающий вал	490	690
пересасывающе-отсасывающий вал	1780	2490
Отсасывающий обрезающий вал двух- и трехкамерный, линейное давление до 80 кН/м	2190	3070
Металлический желобчатый вал, линейное давление до 80 кН/м	640	900
Обрезающий желобчатый вал, линейное давление до 80 кН/м	900	1260
Центральный (гранитный) вал:		
диаметр менее 1,1 м	470	660
диаметр от 1,1 до 1,5 м	640	900
диаметр более 1,5 м, линейное давление до 120 кН/м	770	1080
Вал плавающий с регулируемым прогибом нижний:		
скорость до 10 м/с	1430	2000
скорость более 10 м/с, линейное давление до 120 кН/м	2000	2800
Вал плавающий с регулируемым прогибом верхний:		
скорость до 10 м/с	1890	2650
скорость более 10 м/с, линейное давление до 120 кН/м	2640	3700
Сукноведущий вал:		
натяжение сукна до 2 кН/м	20	28
натяжение сукна от 2 до 5 кН/м	36	50
Щелевая сукномойка (ширина щели 0,01 м, разрежение до 40 кПа)	80	110
Трубчатый сосун для прессовых сеток (ширина щели 0,01 м, разрежение до 30 кПа)	60	84

* При выработке писчей и бумаги для печати.

** При выработке газетной бумаги.

*** Механические потери в неприводных элементах (сукноведущие валы, шаберы, щелевые сукномойки) учтены в значениях удельных коэффициентов $f_{\text{ср}}$ и $f_{\text{макс}}$ приводных валов.

Продолжение табл. 12.1

Наименование секций и приводных валов	$f_{\text{ср}}$ Н/м	$f_{\text{макс}}$ Н/м
Шабер:		
линейное давление до 0,1 кН/м	20	28
линейное давление от 0,1 до 0,4 кН/м	80	110
Валы двухвальных прессов и вальцовых сукномоек (линейное давление до 50 кН/м):		
отсасывающий обрезающий однокамерный	770	1080
отсасывающий металлический однокамерный	660	920
обрезающий	600	840
твердый	490	690
верхний вал сглаживающего пресса	430	600
нижний вал сглаживающего пресса	430	600
мягкий вал клейного пресса	710	1000
твердый вал клейного пресса	470	660
бумаговедущий	30	42
Сушильная часть:		
сушильный цилиндр в группе	110	165
приводной отдельный сушильный цилиндр	130	220
холодильный цилиндр	200	300
Полусушой каландр:		
верхний вал	400	500
нижний вал	630	790
Каландр:		
2-вальный	1600	2400
4-вальный	2190	3280
6-вальный	3000	4500
Накат:		
барабан наката	830	1250
тамбурный вал (разгон)	100	170

Средняя удельная мощность соответствует нормальным технологическим условиям работы машины и средним значениям коэффициентов трения. Максимальная удельная мощность соответствует повышенным параметрам работы секций и довольно часто может иметь место при работе машины.

Соответствующие значения $f_{\text{ср}}$ и $f_{\text{макс}}$ для ряда секций современных машин, вырабатывающих писчую и бумагу для печати, приведены в табл. 12.1.

Зная $f_{\text{ср}}$ и $f_{\text{макс}}$, можно определить среднюю и максимальную мощности, необходимые для привода данной секции, по формуле (12.8), подставив в нее максимальное значение скорости машины v_m . При этом предполагается, что момент статического сопротивления секций не зависит от скорости. Поэлементный метод расчета подробно приведен в работе [78], за исключением определения тягового усилия для преодоления сопротивления трения качения каждым из контактирующих валов. В случае контакта валов различной твердости, когда трение качения обус-

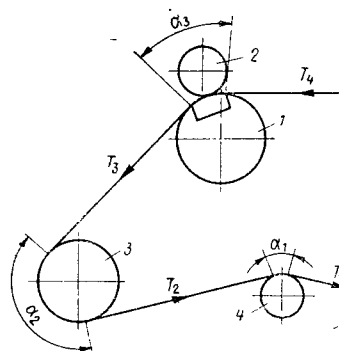


Рис. 12.4. Схема охвата валов сеткой:

1 — гауч-вал; 2 — прижимной вал; 3 — ведущий вал; 4 — сетководящий вал

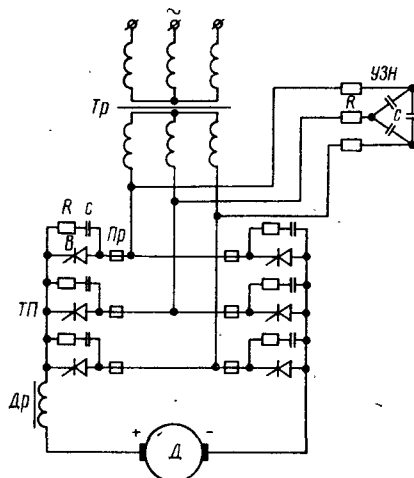


Рис. 12.5. Принципиальная силовая схема системы тиристорный преобразователь—двигатель:

Тр — трансформатор; В — управляемый вентиль; ТП — тиристорный преобразователь; Др — сглаживающий дроссель; R — сопротивление; C — емкость; Пр — предохранитель; УЗН — устройство защиты от перенапряжений; Д — электродвигатель

ловлено в основном гистерезисными потерями, тяговое усилие F можно определить по формуле

$$F = \frac{2(1+\nu) \left[\pi - \frac{4}{3}(1+2\nu) \right]}{\pi^2 E} \cdot \frac{k_r q^2 L}{b}, \quad (12.10)$$

где F — тяговое усилие, Н; ν , E — коэффициент Пуассона и модуль упругости (Па) материала рассматриваемого вала; k_r — коэффициент гистерезисных потерь для материала рассматриваемого вала (для обрешиненных валов $k_r=0,26$, для твердых валов $k_r=0,02$); q — линейное контактное давление, Н/м; L — длина зоны контакта, м; b — полуширина площадки контакта, м (берется по номограмме) [40].

12.2. Типичные значения предварительного натяжения сетки, Н/м

Продукция	Минимум	Норма	Максимум
Бронзовые сетки			
Тонкие виды высокосортной бумаги	2600	2100—3500	3900
Газетная, каталожная и бумага для печати	4400	5300	6100
Картон крафт-лайнер	4900—5300	5800	6100
Синтетические сетки (многонитевые)			
Массовые виды бумаги	5300	5600—5800	6100

Для сеточной части машин во избежание пробуксовок необходима проверка основных приводных валов на максимальную мощность, которую они могут передать [74].

Максимальные мощности, которые могут передать ведущий вал и гауч-вал, определяются по формулам:

$$P_{\text{вм}} = \frac{f_c B_c e^{\mu_1 \alpha_1} (e^{\mu_2 \alpha_2} - 1) v}{60 \cdot 10^3}; \quad (12.11)$$

$$P_{\text{гм}} = \frac{[f_c B_c e^{(\mu_1 \alpha_1 + \mu_2 \alpha_2)} (e^{\mu_3 \alpha_3} - 1) + \mu_3 B_c k_r (b_1 p_1 + b_2 p_2) + \mu_3 q B_c] v}{60 \cdot 10^3}, \quad (12.12)$$

где $P_{\text{вм}}$; $P_{\text{гм}}$ — максимальные мощности ведущего вала сетки и гауч-вала, кВт; f_c — предварительное удельное натяжение ведущей ветви сетки, Н/м; B_c — ширина сетки, м; μ — коэффициент трения между сеткой и соответствующим валом (согласно табл. 12.3); α — угол обхвата вала (согласно рис. 12.4) сеткой, рад; v — скорость сетки, м/мин; k_r — коэффициент живого сечения рубашки гауч-вала; b_1 , b_2 — ширина камер гауч-вала, м; p_1 , p_2 — вакуум в камерах, Па; q — линейное давление прижима прижимного вала, Н/м.

Значения предварительного натяжения сеток и коэффициентов трения приведены в табл. 12.2 и 12.3 [86, 89].

12.3. Коэффициенты трения

Материал рубашки вала	Синтетическая сетка		Бронзовая сетка
	одонитевая	многонитевая	
Бронза	0,18—0,20	0,22	0,25
Стеклопластик	0,25	0,25	0,25
Резина *	0,25—0,40	0,27—0,40	0,30—0,40

* Меньшие значения относятся к более твердым резинам.

Максимальная передающая способность валов должна превышать максимальную рабочую нагрузку сеточной части на 20—30 %.

Максимальная способность передачи мощности каждым приводным валом сеточной части может использоваться для выбора электродвигателей и для определения распределения нагрузки между ними. Распределение мощности между гауч-валом и ведущим валом колеблется от (30 : 70) до (50 : 50) %.

При использовании синтетических сеток вместо бронзовых мощность, потребляемая сеточной частью, как правило, повышается на 30—40 % вследствие увеличения натяжения сеток и других причин.

12.5. СИЛОВАЯ ЧАСТЬ РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Наиболее полно техническим требованиям к регулируемому электроприводу бумаго- и картоноделательных машин удовлетворяет электропривод постоянного тока. Для преобразования переменного тока в постоянный ток широко применяются полупроводниковые преобразователи на базе управляемых кремниевых вентилей (тиристоров). Это обусловлено тем, что тиристорные преобразователи обладают рядом существенных преимуществ перед электромашинными преобразователями: более высокий КПД, малые габарит и масса, большое быстродействие, незначительные эксплуатационные затраты, простота конструкции, отсутствие каких-либо подвижных частей, бесшумность в работе, постоянная готовность к работе, малая мощность управления (доли ватта), возможность унификации блоков преобразователей и их управления, простота резервирования и взаимозаменяемости блоков и устройств.

Основной недостаток полупроводниковых установок — более высокая стоимость (в 3—4 раза) по сравнению с электромашинными преобразователями.

Принципиальная силовая схема системы тиристорный преобразователь — двигатель приведена на рис. 12.5. В приводе бумагоделательных машин основной схемой включения тиристор является трехфазная мостовая полностью управляемая схема.

Полупроводниковые вентили очень чувствительны к перенапряжениям и к перегрузкам по току. При отключении автоматом ненагруженного трансформатора или при разрыве цепи выпрямленного тока возникают перенапряжения из-за индуктивностей в анодных цепях. Для уменьшения этих перенапряжений до допустимых пределов включаются конденсаторы и сопротивление на вторичную обмотку трансформатора.

Для уменьшения периодических перенапряжений из-за инерционности вентилей применяются *РС*-цепочки, включаемые между анодом и катодом тиристоров.

Для защиты от чрезмерных токов при пробое вентилей применяются специальные сверхбыстродействующие токоограничивающие предохранители. Ограничение аварийного тока достигается тем, что плавкая вставка предохранителя сгорает быстрее, чем ток достигнет максимального значения.

Для сглаживания пульсаций якорного тока двигателя применяется сглаживающий дроссель *Др*.

12.6. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ, НАТЯЖЕНИЯ БУМАГИ, СООТНОШЕНИЯ НАГРУЗОК МЕЖДУ ПРИВОДНЫМИ ВАЛАМИ

Характерное направление в развитии электроприводов бумагоделательных машин — широкая унификация элементов и схем, применение унифицированных средств регулирования блочного

исполнения, построенных по принципу подчиненного регулирования с применением полупроводниковых операционных усилителей, обеспечивающих требуемые статические и динамические характеристики, простоту расчета и наладки электроприводов.

Система регулирования с индивидуальными тиристорными преобразователями и подчиненным контуром регулирования тока якоря (рис. 12.6) содержит отдельные регуляторы тока *РТ* и скорости *РС*. Для комплектования таких систем используются специальные блочные системы элементов.

Для вращения отдельных секций применяются одно-, двух- и многодвигательные электроприводы. Тиристорные преобразователи *ТП* получают питание от трансформаторов *Тр*.

Ведущее напряжение, определяющее скорость машины, задается с помощью статического ведущего устройства *ВУ* — регулируемого полупроводникового стабилизатора напряжения. Изменение ведущего напряжения осуществляется при помощи задатчика уровня скорости *ЗУС*. Для последовательного управления скоростями секций ведущее напряжение на каждый последующий секционный регулятор скорости *РС* подается через задающий разделительный усилитель *РУ*, в цепь обратной связи которого включено регулируемое сопротивление, выполняющее функции задатчика скорости секции *ЗСС*. При подрегулировке относительной скорости одной из секций ранее установленное соотношение скоростей между остальными секциями не нарушается.

Современные унифицированные системы автоматического регулирования электроприводом строят по принципу подчиненного регулирования параметров. Системы строятся таким образом, чтобы выходной сигнал предыдущего регулятора являлся задающим для последующего, т. е. работа последнего подчинена работе первого. Быстродействие контуров должно повышаться от внешнего к внутреннему, иначе каждый последующий контур не сможет своевременно реагировать на задание предыдущего. Автоматическая система регулирования *АСР* скорости секций является двухконтурной и состоит из подчиненного контура тока якоря двигателя с датчиком тока *ДТ* и регулятором тока *РТ* и внешнего контура скорости с датчиком скорости *ДС* и регулятором скорости *РС* [75].

Задача токового контура состоит в быстрой отработке возмущающего воздействия в виде изменения напряжения питающей сети. Если напряжение сети изменится скачком, то также скачком изменится в первый момент и напряжение на выходе *ТП*. Это приведет к изменению якорного тока и *РТ* будет восстанавливать его за счет воздействия на систему управления *СУ* тиристорным преобразователем, т. е. за счет изменения напряжения *ТП*. Если быстродействие токового контура велико, то скорость не успеет значительно отклониться.

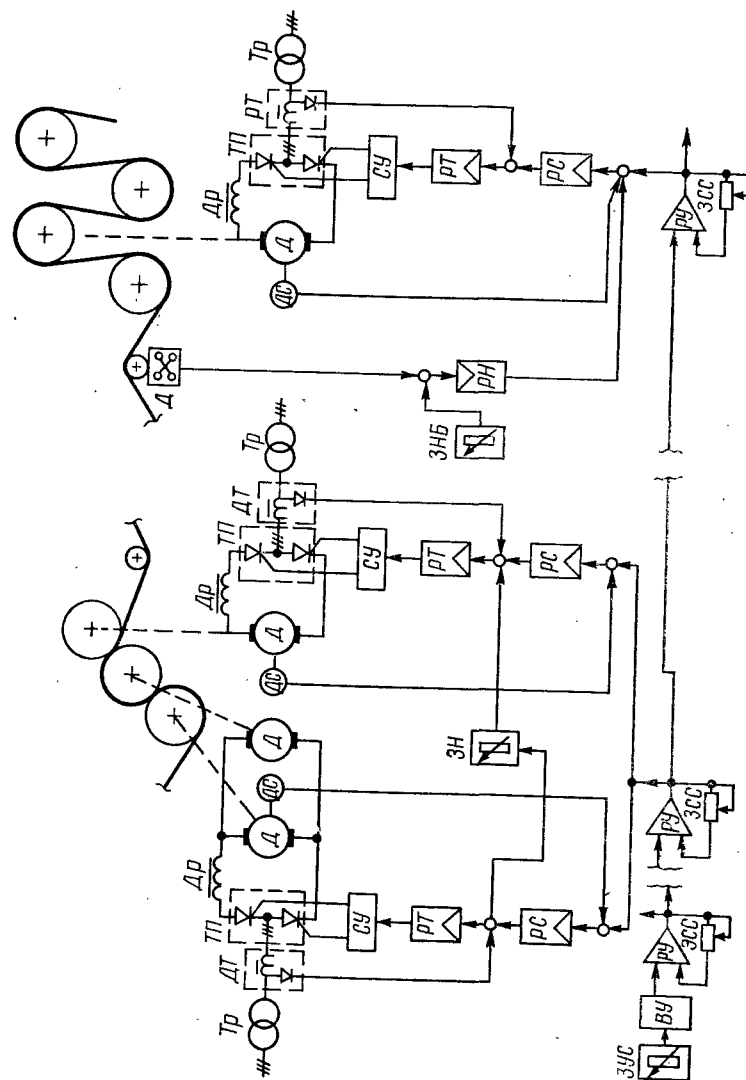


Рис. 12.6. Принципиальная схема электропривода бумагоделательной машины с индивидуальными тиристорными преобразователями

Задача скоростного контура состоит в отработке с наименьшей погрешностью управляющего воздействия (установление скорости секции) и стабилизации скорости при возмущающем воздействии (изменение момента нагрузки).

Для сохранения неизменным распределения нагрузок между двигателями многоприводных секций машины сигнал PC одного из двигателей, являющийся задающим сигналом для PT , подается через задатчик нагрузки $ЗН$, при помощи которого устанавливается необходимое соотношение нагрузок на PT другого двигателя.

Для обеспечения постоянства натяжения полотна в наиболее ответственных местах его свободного хода между секциями с высокой точностью применяют регуляторы натяжения ($РН$), при этом контур регулирования натяжения является внешним по отношению к PC . Выходной сигнал датчика натяжения $ДН$ сравнивается с сигналом задатчика натяжения бумаги $ЗНБ$ и их разность поступает на вход $РН$, выходное напряжение которого в зависимости от знака отклонения натяжения полотна накладывается со знаком «плюс» или «минус» на сигнал задатчика скорости секции $ЗНС$. За счет корректировки скорости секции поддерживается постоянство натяжения бумажного полотна.

Для повышения точности автоматических систем регулирования скорости секций машин начинают применяться цифро-аналоговые системы регулирования с применением элементов цифровой и дискретной техники [10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аитупьев В. М., Гусев Е. К., Ивахиенко В. В. Тепловые аппараты из профильных листов. М., 1973. 128 с.
2. Аляшиц С. Д. Особенности конструкции современных прессов бумаго- и картоноделательных машин. М., 1969. 61 с.
3. Аляшиц С. Д. Современные конструкции sprays бумаго- и картоноделательных машин. М., 1974. 62 с.
4. Аляшиц И. С. Исследование процесса кондиционирования прессовых сукои бумагоделательных машин на щелевых отсасывающих сукномойках: Дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. Л., 1977. 174 с.
5. Бельский А. П. Исследование процессов контактно-конвективной сушки бумаги в условиях продольного обтекания свободной поверхности нагретым воздухом: Автореферат на соиск. ученой степени канд. техн. наук. Л., 1971. 25 с.
6. Бельский А. П., Лотвинов М. Д. Колпак скоростной сушки бумаги для лощильного цилиндра. — Бум. пром-сть, 1977, № 5, с. 28—29.
7. Барышников В. Д. и др. Влияние упругости и зазоров в механических передачах на динамику секционного тиристорного электропривода быстроходной бумагоделательной машины/В. Д. Барышников, Ю. А. Борцов, В. М. Шестаков и др. — Электротехническая промышленность. Серия электроприводов, 1971, вып. 6, с. 17—21.
8. Барышников В. Д., Шестаков В. М. Определение параметров упругих механических передач в системах подчиненного регулирования электроприводов — Изв. вузов. Энергетика, 1976, № 1, с. 54—58.
9. Барышников В. Д., Шестаков В. М., Аполенский В. П. Оптимизация динамических процессов в секционном электроприводе бумагоделательных машин. — Электричество, 1975, № 6, с. 76—80.
10. Барышников В. Д. и др. Цифровые системы автоматического регулирования многодвигательных электроприводов и измерения технологических величин бумагоделательных машин/В. Д. Барышников, Г. А. Берестецкий, Н. И. Чичери, Г. Н. Пестяков. — В кн.: Обзорная информация. Сер. Бумага и целлюлоза. М., 1975. 12 с.
11. Биргер И. А., Шор Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. М., 1966. 616 с.
12. Березин Ю. И., Новиков Н. Е. Выбор оптимального напора воды в sprays высокого давления для промывки прессовых сукои. — Целлюлоза, бумага, картон, 1976, № 27, с. 10—11.
13. Березин Ю. И. Исследование работ sprays сукнопромывных устройств прессовых частей быстроходных бумагоделательных машин и пути усовершенствования их конструкций: Автореф. дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. Л., 1977. 22 с.
14. Бусыгин Ф. М., Новиков Н. Е., Цирельсон Г. И. Давление на прессах бумагоделательных машин. — Бумагоделательное машиностроение, 1969, вып. XVII, с. 109—119.
15. Вьюков И. Е. Определение статической и динамической точности систем автоматического регулирования привода бумагоделательных машин. — Научные труды ЦНИИБ, 1960, вып. 44, с. 99—102.
16. Гофлин А. П., Шилов В. Д. Судовые компрессорные машины. Л., 1977. 220 с.
17. Гусев Е. К. Интенсификация теплообмена в теплоиспользующих установках. — В кн.: Экономия тепловой энергии топлива и использование вторичных энергоресурсов промышленных предприятий. Л., 1974, с. 13—15.
18. Головкин Е. М., Цирельсон Г. И. Экспериментальные исследования работы сеточной части с формированием полотна между двумя сетками. — Бумагоделательное машиностроение, 1978, вып. 23, с. 36—43.
19. Жучков П. А. Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве. М., 1978. 408 с.
20. Иванов С. Н. Технология бумаги. М., 1970. 695 с.
21. Кучер А. М. Бомбирование валов. Л., 1976. 192 с.
22. Кучер А. М., Фейгин В. Б., Зингер Г. С. Технология шлифования валов бумагоделательных машин. М., 1978. 95 с.
23. Клямков В. И. Гидротранспорт волокнистых материалов в целлюлозно-бумажной промышленности. М., 1971. 279 с.
24. Кугушев И. Д. Теория процессов отлива и обезвоживания бумажной массы. М., 1967. 263 с.
25. Корда И., Либар З., Прокоп И. Размол бумажной массы. М., 1967. 420 с.
26. Каменев А. Ф. Основы надежности бумагоделательных машин. М., 1978. 144 с.
27. Корнеева Э. Г. и др. Исследование нагрева воды паровоздушной смесью в пених теплообменниках применительно к условиям теплорекуперационных агрегатов бумажных машин/Э. Г. Корнеева, М. Д. Лотвинов, А. Г. Матросов, М. А. Амброва. — В кн.: Исследования в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Сборник трудов ЛИСИ № 110. Л., 1975, с. 79—89.
28. Красников В. В. Кондуктивная сушка. М., 1973. 288 с.
29. Куликовский П. К., Шустов А. Д. Электропривод машин целлюлозно-бумажной промышленности. М.—Л., 1962. 372 с.
30. Кугушев И. Д., Якимов Г. Д. Классификация бумагоделательных машин. Л., 1975. 104 с.
31. Кугушев И. Д., Селезин В. В., Алашкевич Ю. Д. Процесс прессования бумаги. — Бум. пром-сть, 1970, № 2, с. 5—7.
32. Калугин Ю. К. Исследование рабочего процесса суперкаландра при производстве конденсаторной бумаги: Дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. Л., 1974. 182 с.
33. Киселев С. С. Эксплуатация и ремонт бумагорезательных машин. М., 1973. 206 с.
34. Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М., 1968. 372 с.
35. Левитан Б. М. Вентиляция на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности. М., 1972. 162 с.
36. Лотвинов М. Д. Новое теплорекуперационное оборудование для утилизации тепла и интенсификации сушки бумаго- и картоноделательных машин. — В кн.: Экономика тепловой энергии топлива и использование вторичных энергоресурсов промышленных предприятий. Л., 1974, с. 15—18.
37. Лотвинов М. Д., Сегаль Е. М. Методы определения влаго- и тепловыделений в сеточной части бумаго- и картоноделательных машин при расчете вентиляции бумзлов. — В кн.: Исследование в области вентиляции и кондиционирования воздуха. Вып. 1 (117). Л., 1976, с. 83—94.
38. Михеев Р. М. Повысить эффективность внедрения синтетических сеток. — Бум. пром-сть, 1976, № 7, с. 10.
39. Моисеев А. Н. Очистка прессовых сукои и перфорации отсасывающих валов бумагоделательных машин sprays высокого давления. М., 1972. 17 с.
40. Новиков Н. Е. Прессование бумажного полотна. М., 1972. 240 с.
41. Новиков Н. Е., Цирельсон Г. И., Бусыгин Ф. М. Современные представления о процессе обезвоживания бумаги на прессах бумагоделательных машин. — Бумагоделательное машиностроение, 1967, вып. 15, с. 79—80.
42. Новиков Н. Е., Бусыгин Ф. М., Цирельсон Г. И. Исследование обезвоживания бумаги на обычных прессах. — Бумагоделательное машиностроение, 1969, вып. 17, с. 119—132.

43. Новиков Н. Е., Цирельсон Г. И. Обезвоживание бумаги на отсасывающих прессах. — Химическая переработка древесины, 1969, № 23, с. 7.
44. Новиков Н. Е., Бусыгин Ф. М., Цирельсон Г. И. Обезвоживание бумаги на прессах с желобчатым валом. М., 1969. 30 с.
45. Новиков Н. Е., Цирельсон Г. И. Прессы с промежуточным валиком. М., 1969. 20 с.
46. Новиков Н. Е., Цирельсон Г. И., Бусыгин Ф. М. Обезвоживание бумаги и картона на прессах бумагоделательных и картоноделательных машин. М., 1972. 47 с.
47. Новиков Н. Е. и др. Подбор прессовых сукон и условия их эксплуатации/Н. Е. Новиков, Ф. М. Бусыгин, Н. И. Ситов, Алешин. М., 1974. 52 с.
48. ОСТ 108-031-02—75. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность.
49. Ошампе С. А., Лотвинов М. Д. Исследование режимов вентиляции пневмокаркасного укрытия над сеточной частью бумагоделательной машины. — В кн.: Исследование в области вентиляции и кондиционирования воздуха. Вып. 1 (117). Л., 1976, с. 94—99.
50. ОСТ 26-08-2005—77. Метод теплотехнического расчета сушильной части бумаго-, картоноделательных и сушильных машин с применением ЭВМ.
51. Очан М. Ю. Исследования оптимального натяжения при намотке ленты на барабан. — Машиноведение, 1972, № 2, с. 21—27.
52. Песпекоев Г. Н. Регулирование натяжения бумажного полотна. М., 1976. 135 с.
53. Путилин В. В. Очистка прессовых сукон. М., 1972. 29 с.
54. Преображенский Л. Н., Александр В. А., Лихтер А. Д. Специальные приборы и регуляторы целлюлозно-бумажного производства. М., 1972. 264 с.
55. Розенфельд Г. З. Перфорация рубашек отсасывающих валов. — Бумагоделательное машиностроение, 1966, вып. 14, с. 52.
56. Серенсен С. В. и др. Вальи оси. Конструирование и расчет/С. В. Серенсен, М. Б. Громан, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. М., 1970. 320 с.
57. Самойло В. Н. Основы теплотехнического расчета сушильной части бумаго-, картоноделательных и сушильных машин на ЭВМ. — Межвузовский сборник научных трудов/ЛТА, 1978, вып. 6, с. 107—110.
58. Сегаль Е. М., Лотвинов М. Д. Энергетические аспекты применения метода сквозной сушки. М., 1978. 6 с.
59. Самойло В. Н. Пароконденсатные системы и их роль в оптимизации режимов сушки. М., 1980. 21 с.
60. Светлицкий В. А. Передачи с гибкой связью. М., 1967. 155 с.
61. Справочник машиностроителя. Т. 3/Под ред. С. В. Серенсена, М., 1962. 651 с.
62. Терентьев О. А. Гидродинамика волокнистых суспензий. — Труды ЛТИ ЦБП, 1974, с. 96.
63. Фейгин В. Б., Цирельсон Г. И., Бабинский В. А. Исследование и перспективы практического применения малопргибаемых валов в бумагоделательных машинах. — Бумагоделательное машиностроение, 1975, вып. 21, с. 127—137.
64. Фейгин В. Б. Моделирование деформации бумаги при каландрировании. — Экспресс-информация о работах НИИ и КБ отраслей, 1978, № 5, с. 1—7.
65. Фейгин В. Б., Кушиер Г. Ф., Липкович Ю. А. Погрешности формы каландровых валов и пути их устранения. — Экспресс-информация. Бумага и целлюлоза, 1977, вып. 15, с. 16.
66. Фляте Д. М. Свойства бумаги. М., 1976. 648 с.
67. Хлумский В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы. М., 1971. 128 с.
68. Цирельсон Г. И., Новиков Н. Е., Бусыгин Ф. М. Исследование фильтративных свойств подкладных сеток для прессов бумагоделательных машин. — Бумагоделательное машиностроение, 1970, вып. 18, с. 90—102.
69. Чугаев Р. Р. Гидравлика. Л., 1975. 600 с.

70. Черин И. М., Кузьмин А. В., Ицкович Г. М. Расчеты деталей машин. Минск, 1974. 592 с.
71. Шитов Ф. А. Технология бумаги и картона. М., 1978. 376 с.
72. Шустов А. Д. Процессы деформации бумажного полотна. М., 1969.
73. Шустов А. Д., Колесниченко А. В., Питкянен С. Л. Влияние дисбаланса валов и упругости механических передач на работу электропривода секции бумагоделательной машины. — Бумагоделательное машиностроение, 1969, вып. 17, с. 253—276.
74. Шухман Ф. Г. О проблемах при переходе на синтетические сетки. — Бум. пром-сть, 1977, № 8, с. 22—24.
75. Шестаков В. М. Автоматизированные электроприводы бумаго- и картоноделательных машин. М., 1978. 173 с.
76. Шухман Ф. Г. Бумагоделательные машины. М., 1954. 240 с.
77. Шапоров О. М., Назаров Л. П. Новые датчики обрыва бумажного полотна. — Бум. пром-сть, 1975, № 2, с. 23—24.
78. Эйдли И. Я. Бумагоделательные и отделочные машины. М., 1970.
79. Эйдли И. Я., Розенфельд Г. З., Карасик С. С. Модернизация напорных ящиков бумагоделательных машин. — Бум. пром-сть, 1965, № 1, с. 7—10.
80. Энциклопедический справочник. Машиностроение. Т. 1, кн. 2. М., 1948. 458 с.
81. Osswald M. Neuere Betrachtung über erforderliche vakua bei Papier- und Kartonmaschinen unter Berücksichtigung der Einflußgrößen und Auswirkungen. — Das Papier, 1974, Nr. 7, S. 289—296.
82. Brown James E. Design and control of centrifugal vacuum pumps. — Pulp and Paper, 1972, t. 46, No. 9, p. 84—86.
83. Bennet H. The Flow characteristics of Distributor Rolls and Perforated Plates. — Tappi, 1957, No. 12, p. 401.
84. Popa D., Saramet M. "Celuloza si hirtie". 1966, t. 15, N 1, p. 6—18.
85. Chatwin M. A., Bertram E. H. Practical Aspects of the Fourdrinier Operation. — Pulp and Paper Magazine of Canada, 1967, No. 5, p. 221—228.
86. Derrick R. P. A method for calculating the power transmitting ability of fourdrinier rolls. — Tappi, 1977, 60, No. 10, p. 78—81.
87. Fish J. R. Mill experience of thorough drying. — Paper Technology and industry, 1975, vol. 16, No. 1, p. 30—33.
88. Forsberg G. Emphasis on better rolls means more attention to roll structure. — Paper Trade Journal, 1969, No. 17, p. 36—40.
89. Göschl O. Antriebsverhältnisse bei Vollkunststoffsieben. — Wochenblatt für Papierfabrikation, 1976, Nr. 4, S. 141—146.
90. Helbig H. G. Die Entlüftung von altpapierstoff-Deculator — Installation bei Seyfert, Reichenblach (Fils). — Wochenblatt für Papierfabrikation, 1972, 23/24, S. 873—876.
91. Mardon J., Monahan R. E. Perforated rolls. — Pulp and Paper Magazine of Canada, 1966, No. 11, p. 471—498.
92. Jepson M. D. The Hi-l press checks out 40 times in European mills. — Pulp and Paper, 1968, t. 42, No. 42, p. 37—38.
93. Kufferath W. Die Abhängigkeit des Egoutteur-durchmessers von der Papiermaschinen geschwindigkeit. — Wochenblatt für Papierfabrikation, 1968, Nr. 17, S. 609—616.
94. Matsushita Yasuo. Recent advance in plastic, wire and its application in Japan. — Japan Pulp and Paper, 1975, No. 3, p. 42—50.
95. New Concepts on the Formation of Paper. — Paper Trade Journal, 1971, No. 7, p. 24—24; ibid., No 8, p. 24—24.
96. Parkinson W. D. Maximizing the benefits of Vacuum assisted hydrofoils. — Canadian Pulp and Paper Industry, 1974, No. 6, p. 36, 44—45.
97. Speidel T. Pressure Vacuum Pulse Analysis Shows Advantages of Foils. — Paper Trade Journal, 1971, No. 17, p. 32—34.
98. Weiss H., Dahl H. Einflüsse der Stoffzuführung und des Stoffauflaufs auf die Blattgewichtsverteilung. — Das Papier, 1967, Nr. 10A, S. 766—778.
99. Weiss H., Dahl H. Einflüsse der Stoffzuführung und des Stoffauflaufs auf die Blattgewichtsverteilung. — Das Papier, 1967, Nr. 10A, S. 766—778.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Автоматическое регулирование 234
 - натяжения бумаги 251
 - распределения нагрузки 251
 - скорости БДМ 239, 249
 - скоростей секций 240, 249
 - тока 249
- Арматура запорно-регулирующая 229, 230
 - , заслонки 229
 - , задвижки 229
 - , кран шаровой 229
 - , условный проход 229, 230
 - , условное давление 229, 230
 - , трубопровод 229, 230

В

- Валы бумагоделательных машин 21
 - , классификация 21
 - бомбирование 31, 41
 - с концевым нагружением 43
 - для транспортирования бумажного полотна 22
 - для обработки бумаги давлением 28
 - с регулируемым прогибом 43
 - с гидроподдержкой, уплотнение валов 44
 - с гидростатическими опорами 47
 - с механической поддержкой 48
 - , закрепленные по середине 49
 - , двухопорный малопрогибаемый вал 49
 - , диаметры трубчатых валов 23
 - , основные размеры и нормы точности прессовых и каландровых валов 38
 - , прогиб валов 39
 - , профилирование бомбированных валов 41, 42
 - , прессовые и каландровые валы 32

- , расчет трубчатых валов 24
- , регистровые валики 82
- , САУ валом с регулируемым прогибом 50
- , точность изготовления трубчатых валов 23
- Вентиляция сушильной и сеточной частей 157, 158
 - , валик сотовой конструкции 175
 - , воздухораспределительная камера 174
 - , воздухозаборный канал 161
 - , вентиляционно - рекуперационные агрегаты 162
 - , гибкие металлотканевые рукава 174
 - , закрытая система вентиляции 159
 - , колпаки закрытого типа 159
 - , комбинированная система вентиляции 159
 - , механизм перемещения 173, 174
 - , открытая система вентиляции 159
 - , оросительные камеры 162
 - , пластинчато - штампованные теплообменники 165
 - , пневмокаркасное укрытие сеточной части 170
 - , профильные листы теплообменника 165
 - , система автоматической подкачки 170
 - , системы вентиляции сушильной части 158
 - , сопловой аппарат 173
 - , спрысковая очистка паровоздушной смеси 165
 - , сукнопродувные устройства 159
 - , валики 175
 - , сушители к лощильным цилиндрам 159
 - , конвективные 159

- , теплорекуперационная установка 158
- , теплорекуперационные агрегаты 159, 162
- , теплообменник нагрева воздуха 161
- , теплообменник-скруббер для нагрева воды 161
- , теплообменники трубчатые 162
- , — пластинчатые 162
- , теплоуловители из гофрированных пластины 162
- , укрытие 1-го этажа машины 161
- , укрытия сушильной части 160, 161
- , устройства для вентиляции межцилиндровых пространств 174—177
- , устройства для интенсификации конвективной сушки бумаги и картона 171—174
- , установка нагнетательная с меридиальноускоренным потоком 165
- , ячейковые фильтры 165

К

- Калаандр машинный 182—199
 - , вылегивание валов 187, 188
 - , гладкость бумаги 185
 - , деформация бумаги полная, остаточная 182, 184, 185
 - , давление в захвате валов 183—186
 - , калаандрирование бумаги 182—186
 - , компоновка калаандровой батареи 192—195
 - , конструкция и типы машинных калаандров 186, 187
 - , линейное давление калаандрирования 183—189
 - , определение усилий, действующих на валы и подшипники 195—199
 - , основные параметры калаандра 191
 - , САУ калаандром и накатом 203, 204
 - , типы станин калаандра 187

М

- Машины бумаго- и картоноделательные 4—8

- , классификация 9
- , основные типы 10—20
- , расчет производительности 10
- , система автоматического управления (САУ) 20, 21
- бумагоделательные для выработки газетной бумаги 10—12
- — — писчей и печатной бумаги 12, 13
- — — мешочной бумаги 13—15
- для выработки оберточно-упаковочной бумаги 15, 16
- — — санитарно-бытовой бумаги 16
- картоноделательные плоскосеточные 17, 18
- сушильные 19, 20
- Массонапускные устройства 64—81
- , коллектор 72
- , потокораспределитель 71

Н

- Напорные ящики 76
 - , выпускная щель 76
 - , закрытого типа 67
 - , механизм распределения 69
 - , открытого типа 66
 - , пеногаситель 67
 - , перфорированный валик 74
 - , перфорированная плита 72
 - , САУ напуском массы 78
 - , турбулентного типа 69
- Накат 199—203
 - осевой 199—201
 - , основные параметры 203
 - периферический 199—203

П

- Парокоиденсатные системы 151—157
 - , бак-конденсатор, конденсатный бак 153, 154
 - , водоотделитель группы цилиндров 153
 - , водоотделитель-сепаратор пара 155
 - , главная магистраль 153
 - , дросселирующая шайба 157
 - , конденсатотводящие коллекторы 153
 - , коиденсатный насос 155

- , конденсатор-холодильник 155
- , компенсаторы 153
- , паровые головки и конденсаторводные устройства 141—147
- , паровая головка с вращающимся сифоном 145—147
- , — с черпаком и сифоном 145—147
- , — с неподвижным сифоном 143—145
- , паросборник конденсата 155
- , пароструйный компрессор, термокомпрессор 153—155
- , пароподводящие коллекторы 153
- , плавающий насадок неподвижного сифона 144
- , регулятор давления пара 155
- , САУ сушильной части 157, 158
- Прессовая часть 99
- , обезвоживание на прессах 99
- , сравнительная оценка обезвоживания 104
- , схемы прессовых частей 107—109
- , фазы удаления воды 100
- , пресс с гладкими валами 101
- , — отсасывающий 101
- , — с желобчатым валом 102
- , — с промежуточным валиком 103
- , — с подкладной сеткой 103
- , — с сетчатым чулком 104
- , прессовый вал гладкий 100, 101
- , — желобчатый 102
- , — отсасывающий, расчет 109
- , spryski высокого давления 113
- , —, механизм перемещения 114
- , — промывные 113
- , сукна 101
- , сукномойки вальцовые 115
- , — щелевые 116
- , устройство прижимное 111
- , — натяжения прессового сукна 51—54
- , — правки сукна вертикальное 55
- , — маятниковое 55

C

- Сеточная часть 80
- , гидропланки 82, 90
- , двухсеточные формирующие устройства 86
- , мокрые отсасывающие ящики 83, 91
- , натяжка сетки 51
- , отсасывающие ящики 91
- , обезвоживание на одном столе 81
- , — на двухсеточных устройствах 88
- , отсасывающий гауч-вал 93
- , регистровые валики 82
- , ровнители 92
- , САУ положения кромки сетки 56
- , сетки 88
- , сеточный стол 84
- , тряска 97
- , устройство натяжения сетки 51
- , — правки сетки 54
- , — формирующие ящики 85, 83
- Система разбавления, очистки и подачи массы на машину 204—211
- , —, вихревые конические очистители 213, 214
- , —, декулятор 215, 216
- , —, деаэрация 215
- , —, машинный бассейн 205, 207, 208
- , —, мельница 208, 209
- , —, узловодитель 214, 215
- , —, центробежные очистители 213
- , —, ящик постоянного напора 210—212
- приема, переработки и удаления брака 216—221
- , —, брак 216—221
- , —, ванна 217—221
- , —, гауч-мешалка 216—218
- , —, гидоразбиватель 216, 218—221
- , —, ротор 218—221

- , роспуск 216, 218, 220, 221
- вакуумная 221—225
- , водокольцевые вакуум-насосы 222—223
- , вакуум-насосы Рутс 222, 223,
- , вакуумные турбовоздуходувки 222, 223, 225
- , водоотделители водовоздушной смеси 221—223, 225
- , водовоздушная смесь 225
- , зоны отсоса 221—223
- , разрежение 222, 223
- , экстракционный насос 225
- водопользования 225—230
- , водопользование 225, 227, 228
- , ворсодержание воды 228
- , внутрицеховая очистка вод 228, 229
- , локальная очистка вод 225, 228—230
- , осветленная вода 228
- , свежая вода 225—228
- , сток 225
- , флотатор 229
- , фракционатор 229, 230
- технологических потоков бумагоделательных машин, расчет 230
- , абсолютное сухое вещество 231
- , баланс воды и волокна 230—232
- , гидравлический поток 231, 232
- , гидравлическая пропускная способность 232
- , концентрация 230, 231
- , масса 230, 231
- Сушильная часть 117
- , компоновка цилиндров 126, 127
- , конструктивный расчет 120, 121
- , конструкция и нормы точности 132, 133, 138, 139
- , КПД привода сушильной группы 128—130
- , поверочный расчет сушильной части 122—128

- , привод сушильных цилиндров 127—130
- , с двухрядным расположением шестерен 128—130
- , с зигзагообразным расположением шестерен 128—130
- , групповой паразитный 127
- , с прямым расположением шестерен 128, 129
- , процесс сушки бумаги и картона 117—126
- , расчет основных элементов цилиндров 134—138
- , расход масла для смазки подшипников 150
- , система циркуляционной смазки 148—151
- , сушка методом фильтрации воздуха 177—182
- , сушильные цилиндры большого диаметра 140, 141
- , смазочная станция 148—152
- , станины сушильной части 131
- , сотовый цилиндр 180
- , установка для сушки методом фильтрации 179, 180
- , уплотнение сотовых цилиндров 180, 181
- , циркуляция воздуха в устройствах сушки методом фильтрации 179
- , циркуляционная смазка сушильной части машины 147—151

y

Устройства натяжения и правки сеток и сукон 51
 — — —, натяжка сетки (сукна) — см.
 Устройства натяжения сетки (сукна)
 — — —, САУ положением кромок сетки 56
 — натяжения прессового сукна (сетки) 52
 — — сетки (сукна) 51
 — — сушильного сукна 52
 — правки сукна вертикальные 55
 Устройство правки сукна маятниковое 55
 — — сетки 54

Шаберы валов и сушильных цилиндров 58—64
 ———, возвратно — поступательное движение 63
 ———, держатель шабера, лезвие шабера 62
 ———, материал лезвия шабера 63
 ———, шабера 59, 60

Электропривод регулируемый 234—248
 — многодвигательный 234, 248
 —, мощность 243
 —, силовая часть 248
 — трансмиссионный 234
 —, требования 236

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
1. Бумагоделательные и картоноделательные машины	4
1.1. Краткие сведения о бумагоделательной машине и основные тенденции конструирования ее основных частей	4
1.2. Классификация бумаго- и картоноделательных машин	9
1.3. Основные типы бумаго- и картоноделательных машин	10
1.4. Система автоматического управления (САУ)	20
2. Валы бумаго- и картоноделательных машин	21
2.1. Классификация валов бумаго- и картоноделательных машин	21
2.2. Валы для транспортирования бумажного полотна и одежды машины	22
2.3. Валы для обработки бумаги давлением	29
2.4. Прессовые и каландровые валы обычной конструкции	32
2.5. Прогноб валов бумаго- и картоноделательных машин	39
2.6. Бомбированные валы	41
2.7. Валы с регулируемым прогнобом	43
3. Устройства натяжения и правки сеток и сукон	51
3.1. Устройства натяжения сеток и сукон	51
3.2. Устройства правки сеток и сукон	54
4. Шаберы валов и сушильных цилиндров	58
5. Массонапускные устройства	64
5.1. Назначение и основные требования к массонапускным устройствам	64
5.2. Классификация массонапускных устройств	65
5.3. Напорные ящики открытого типа	66
5.4. Напорные ящики закрытого типа	67
5.5. Напорные ящики турбулентного типа	69
5.6. Методика расчета основных параметров массонапускных устройств	70
5.7. Конструкция узлов массонапускных устройств	71
5.8. САУ напуском массы	78
6. Сеточная часть	80
6.1. Назначение, основные требования и классификация сеточных частей	80
6.2. Сеточная часть с одной сеткой	81
6.3. Двухсеточные формующие устройства	86
6.4. Конструкция и методика расчета основных узлов сеточной части	88

7. Прессовая часть	99
7.1. Назначение и основные требования к прессовой части	99
7.2. Обезвоживание бумаги на прессах	99
7.3. Оптимальные конструктивные параметры прессов	101
7.4. Обезвоживание бумаги на прессах различных конструкций	104
7.5. Современные конструкции прессовых частей	107
7.6. Конструкция и методика расчета основных узлов прессовой части	109
8. Сушильная часть	117
8.1. Процесс сушки бумаги и картона	117
8.2. Компоновка цилиндров в сушильной части	126
8.3. Групповой привод сушильных цилиндров	127
8.4. Станины	131
8.5. Сушильные, сушиосушительные и холодильные цилиндры	132
8.6. Сушильные цилиндры большого диаметра (лощильные цилиндры)	140
8.7. Паровые головки и конденсатоотводные устройства сушильных цилиндров	141
8.8. Циркуляционная смазка сушильной части	147
8.9. Пароконденсатные системы	151
8.10. САУ сушильной части	157
9. Вентиляция сушильной и сеточной частей	158
9.1. Системы вентиляции сушильной части	158
9.2. Теплорекуперационное оборудование	162
9.3. Укрытие сушильной и сеточной частей	167
9.4. Устройства для интенсификации конвективной сушки бумаги и картона	171
9.5. Устройства для вентиляции межцилиндровых пространств	174
9.6. Устройства для сушки методом фильтрации воздуха	177
10. Каландр и накат	182
10.1. Машинное каландрование бумаги	182
10.2. Конструкции и типы машинных каландров	186
10.3. Компоновка каландровой батареи при наличии валов с регулируемым прогибом	192
10.4. Определение усилий, действующих на валы и подшипники каландра	195
10.5. Накат	199
10.6. САУ каландром и накатом бумагоделательной машины	203
11. Системы технологических потоков бумаго- и картоноделательных машин	204
11.1. Система разбавления, очистки и подачи массы на машину	204
11.2. Система приема, переработки и удаления брака	216
11.3. Вакуумная система	221
11.4. Система водопользования	225
11.5. Расчет технологических систем бумаго-, картоноделательных машин и комплектация их оборудованием	230
11.6. САУ технологическими потоками бумаго- и картоноделательных машин	233

12. Регулируемый электропривод бумаго- и картоноделательных машин	234
12.1. Общие сведения и классификация электроприводов	234
12.2. Деформация полотна между двумя секциями	236
12.3. Основные требования, предъявляемые к электроприводу	238
12.4. Определение потребляемой мощности	242
12.5. Силовая часть регулируемого электропривода	248
12.6. Системы автоматического регулирования скорости, натяжения бумаги, соотношения нагрузок между приводными валами	248
Список литературы	252
Предметный указатель	256