

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования
«Ивановская государственная текстильная академия»
(ИГТА)

Кафедра проектирования текстильных машин

**РАСЧЕТ ВЫТЯЖНЫХ ЦИЛИНДРОВ
ПРЯДИЛЬНЫХ МАШИН**

Методические указания к выполнению индивидуальных заданий
для студентов специальностей 150406 (170700), 260704 (280300)

Иваново 2007

Настоящие методические указания предназначены для студентов специальностей 150406 (170700) и 260704 (280300) и могут быть использованы при выполнении выпускных квалификационных работ, курсовых проектов или иных индивидуальных заданий при изучении курсов РКТМ, ПТМ.

В них изложены методики расчета на прочность и жесткость рифленых цилиндров прядильных машин.

Составители: канд.техн.наук, проф. В.Г. Чумиков

докт.техн. наук, проф. В.А. Суров

канд.техн.наук, доц. В.В. Бонокин

Редактор И.Н. Худякова

Корректор К.А. Торопова

Подписано в печать 20.02.2008.

Формат 1/16 60 x 84. Бумага писчая. Плоская печать.

Усл.печ.л. 2,09. Уч.-изд.л. 2. Тираж 75. Заказ №

Редакционно-издательский отдел

Ивановской государственной текстильной академии

Отдел оперативной полиграфии

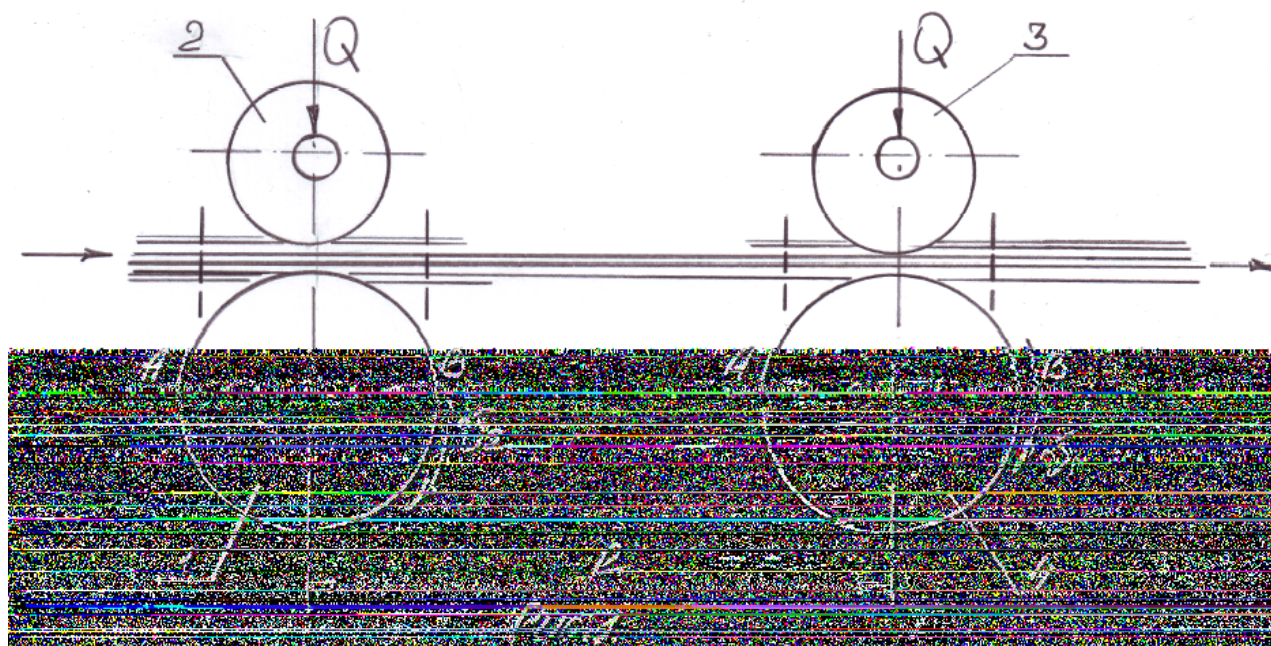
15300 г. Иваново, пр. Ф.Энгельса,21

1. Общие сведения

Целью процесса вытягивания является утонение продукта, сопровождаемое распрямлением и параллелизацией волокон.

Отношение длины продукта после вытягивания к длине продукта до вытягивания называется вытяжкой, которая показывает, во сколько раз произошло удлинение продукта.

Простейшим видом вытяжного прибора являются два цилиндра 1, 4 (рис.1) и два валика 2, 3, обеспечивающих зажим волокна. Такой вытяжной прибор содержит питающую и вытяжную пару.



Для обеспечения необходимого зажима волокна верхние валики должны быть прижаты к цилиндрам. Силой прижатия Q служит либо сила тяжести валиков, либо сила, создаваемая специальным нагрузочным приспособлением

Продукт, поступающий в первую (заднюю) пару, под действием нагрузки Q деформируется, превращается в плоский и уплотняется посередине. При этом

на участке AB образуется поле сил трения, характеризуемое силой трения P_m , приходящейся на единицу длины волокна.

Величина напряжения поля сил трения (зажатия) будет изменяться в зависимости от диаметров цилиндра и валика, номера продукта, в зависимости от жесткости эластичного покрытия валика.

Чаще всего применяются валики с эластичным покрытием, обеспечивающий наибольший обхват зажатого продукта и более плавное изменения силы зажима волокна от середины к краю.

По виду движения в вытяжном приборе волокна делятся на : контролируемые и неконтролируемые (плавающие). Поэтому при проектировании необходимо стремиться, чтобы волокна были контролируемы.

Особое внимание должно быть обращено на получение наибольшей вытяжки.

При движении волокон в вытяжном поле между ними возникают силы трения и сцепления. Для того чтобы вытянуть волокно из движущейся массы, необходимо приложить силу, которая называется силой вытягивания. Зная эту силу, можно провести силовой расчет зубчатой передачи и цилиндров. Вытягивание увеличивается с уменьшением разводки вытяжного прибора, с увеличением давления на продукт, с увеличением напряжения поля сил трения, с увеличением максимальной длины волокна, с увеличением числа волокон в сечении входящего продукта, с увеличением цепкости и коэффициента трения между волокнами и с ухудшением распрямленности волокон.

При увеличении вытяжки силы вытягивания возрастают до определенного предела, а затем падают и приближаются к нулю.

Объясняется такое изменение силы вытягивания тем, что в первой стадии вытягивания до определенного предела отсутствуют сдвиги волокон, действительного вытягивания нет, а есть распрямление волокон и небольшое их удлинение. Далее, когда наступает сдвиг волокон, то есть действительная вытяжка, величина силы вытягивания уменьшается, кривая на этом участке графика будет падать (1.с. 211.)

Величину силы вытягивания теоретически можно определить по формуле (1). Однако, для проверочных расчетов часто пользуются результатами экспериментальных методов определения этой силы и потребляемой мощности отдельными линиями вытяжного прибора.

2. Устройство вытяжных приборов

Вытяжные приборы машин прядильного производства по виду вытяжного поля и количеству цилиндров можно разделить на цилиндровые, ремешковые и гребенные. Цилиндровые вытяжные приборы отличаются друг от друга количеством цилиндров и валиков, составляющих вытяжной прибор, а также расположением рабочей линии прибора. Они могут иметь одну или две зоны вытягивания.

Все вытяжные пары этих приборов состоят из нижних, стальных, рифленых цилиндров и верхних накладных валиков, имеющих резиновое, эластичное покрытие. Верхние валики прижимаются к цилиндрам под действием собственной силы тяжести или специального нагрузочного приспособления.

Отдельные звенья рифленых цилиндров соединяются в линию и располагаются на цилиндрических стойках, устанавливаемых на определенном расстоянии друг от друга, равном длине звена. Звено имеет определенное количество головок – выпусков. Опора переднего цилиндра, как правило, неподвижна. Опоры остальных цилиндров чаще всего устанавливаются в гнездах подвижных ползушек, передвигаемых по цилиндрическим стойкам, что позволяет устанавливать необходимые разводки.

В последние годы все большее число передовых фирм выпускают вытяжные приборы с цилиндрами, установленными на подшипниках качения. Целесообразность этого подтверждается теоретическими и экспериментальными исследованиями, проведенными как в нашей стране, так и за рубежом. Применение в качестве опор подшипников качения устраняет крутильные автоколебания, улучшают качество выпускаемого продукта и снижает затраты на обслуживание вытяжных приборов.

Нажимные валики располагаются в нагрузочном рычаге, и откидываются вместе с ним. Валики устанавливаются на подшипниках качения, что гарантирует легкость вращения. Наибольшее распространение нашли приборы с фрикционным приводом валиков и ремешков от рифленых цилиндров.

Для уменьшения местного износа цилиндров и валиков перед питающей парой устанавливают водилку, через которую поступает перерабатываемый продукт. Водилка совершает возвратно-поступательное движение параллельно осям вытяжных цилиндров.

Кроме цилиндрических вытяжных приборов применяют одноремешковые и двухремешковые вытяжные приборы прядильных машин.

Назначение ремешка – удлинить поле сил трения и повысить его напряжение. Между волокном и ремешком имеются силы сцепления, что позволяет вести волокна со скоростью ремешка. При этом вытяжка повышается до 35-40 (например вытяжной прибор ВР-2).

В последнее время созданы приборы сверхвысокой вытяжки: типа ВБ-1 (вытяжка до 200), типа СВВ (вытяжка от 150 до 500). В настоящее время вытяжка достигает 800.

2.1. Особенности конструкции вытяжных приборов

Конструкция вытяжных приборов должна обеспечивать хороший контроль за движением волокон различной длины, особенно в зонах с большой вытяжкой, правильное соотношение нагрузок на вытяжные пары, простоту и удобство обслуживания. Нажимные валки, рифленые цилиндры и шестерни в передаче к ним должны быть без значительного эксцентриситета.

Для улучшения контроля за движением волокон в процессе вытягивания, особенно в зонах с большой вытяжкой, применяют усложненный подающий зажим, удлиненный по направлению к вытягивающему зажиму, устанавливают движущиеся ремешки, применяют уплотнители, вьюрки, валики и осуществляют изгиб поля вытягивания.

Оптимальная дуга обтекания равна $10 \dots 20^\circ$. При увеличении угла наклона более 60° затрудняются условия присучивания оборвавшейся нити.

В конструкциях кольцевых прядильных машин применяют цилиндрические вытяжные приборы, например типа ВБ (вытяжной безремешковый) и в большей мере одноремешковые (рис. 3) или двухремешковые вытяжные приборы. В последнее время прядильные машины выпускаются с двухремешковыми трехцилиндрическими вытяжными приборами ВР-1М (рис. 4), ВР-1-УЗМ (рис. 5) и прибором, изготавливаемым по лицензии фирмы SKF. Эти приборы имеют в передней зоне длинный нижний и короткий верхний ремешки. Форма направляющих планок в устье ремешков такова, что сокращает до 15 мм неконтролируемый участок передней зоны вытягивания. Расстояние между верхней и нижней планками у ремешков можно регулировать в зависимости от толщины продукта. Распределение напряжений поля сил трения по длине поля вытягивания таково, что передний захват без проскальзывания вытягивает из утоняемого продукта волокна даже при значительном увеличении их длины в смеси.

Для увеличения контактов крайних волокон с продуктом, улучшения контроля за движением волокон, а также уменьшения ширины выпускаемой мычки в приборе ВР-1М- устанавливают у передней пары ограничители ширины продукта, В вытяжных приборах ВР-1-УЗМ и SKF можно изменять разводку в задней зоне, а в приборе ВР-1М - в обеих зонах. Высокая точность изготовления цилиндров, нажимных валиков, хорошее качество эластичных покрытий, ремешков, пружин и других деталей прибора SKF позволяют вырабатывать пряжу при большой стабильности процесса прядения.

В вытяжных приборах прядильных машин нагрузка на нажимные валики создается грузом или пружиной, а также силой притяжения постоянного магнита, вмонтированного в валик. Устройства с нагрузкой грузом, несмотря на простоту и возможность легко изменять нагрузку, из-за присущих им недостатков в настоящее время вытесняются более совершенными устройствами с нагрузкой пружиной.

Для уменьшения инерционного сопротивления грузовой системы, приводящего к колебаниям силы зажима, неровноте продукта, в прядильной машине "Шпиннераймашиненбау" (Германия) вытяжной прибор оборудован двойной системой рычагов, причем верхняя часть откидного рычага 4 (рис. б) является одновременно грузом. Грузовой рычаг 5 передает давление на рычаг 6 с подвешенными к нему нажимными валиками.

Рычаг 6 шарнирно соединен с рычагом 1, сидящим на неподвижной оси 2. Пружина 9 сглаживает колебания, возникающие при биении цилиндра или валика. Нагрузку на валики регулируют винтом 7. Закручивая винт, приподнимают опору 8 и сжимают пружину 9. Давление через пружину передается рычагу 1, который, поворачиваясь вокруг оси 2, поворачивает соединенный с ним рычаг 6 вокруг оси 3. При этом рычаг 1 приподнимается, т. е. переходит в качающееся положение, и нагрузка передается на нажимные валики.

В вытяжных приборах современных отечественных прядильных машин хлопка получили распространение устройства с нагрузкой пружиной. Чаще применяют навесные маятниковые системы нагрузки. Рычаг 2 (см. рис. 3) нагрузки закреплен на оси 9 вставленной в кронштейн 11 закрепленный на валике 12. Нажимные валики 14 с вращающимися втулками на подшипниках качения подвешены к самоустанавливающимся седелкам 4, которые свободно сидят на сферических опорах в кронштейнах 3. Цилиндрические стальные пружины 1 с помощью рычажка 5, опущенного до упора 6, давят на седелки с валиками: при опущенном рычаге 2. В этом положении рычаг 2 фиксируется запорной скобой 13, наброшенной на замок собачки 8. Нагрузку на нажимные валики регулируют болтом 10, поворачивающим собачку 8 на оси 7, Для разгрузки валиков рычажок 5 поворачивают вперед. При этом скоба 13 сдвигается с замка собачки 8 под действием собственного веса. После этого рычаг 2 поднимают до положения, в котором скоба 13 попадает в вырез на кронштейне 11.

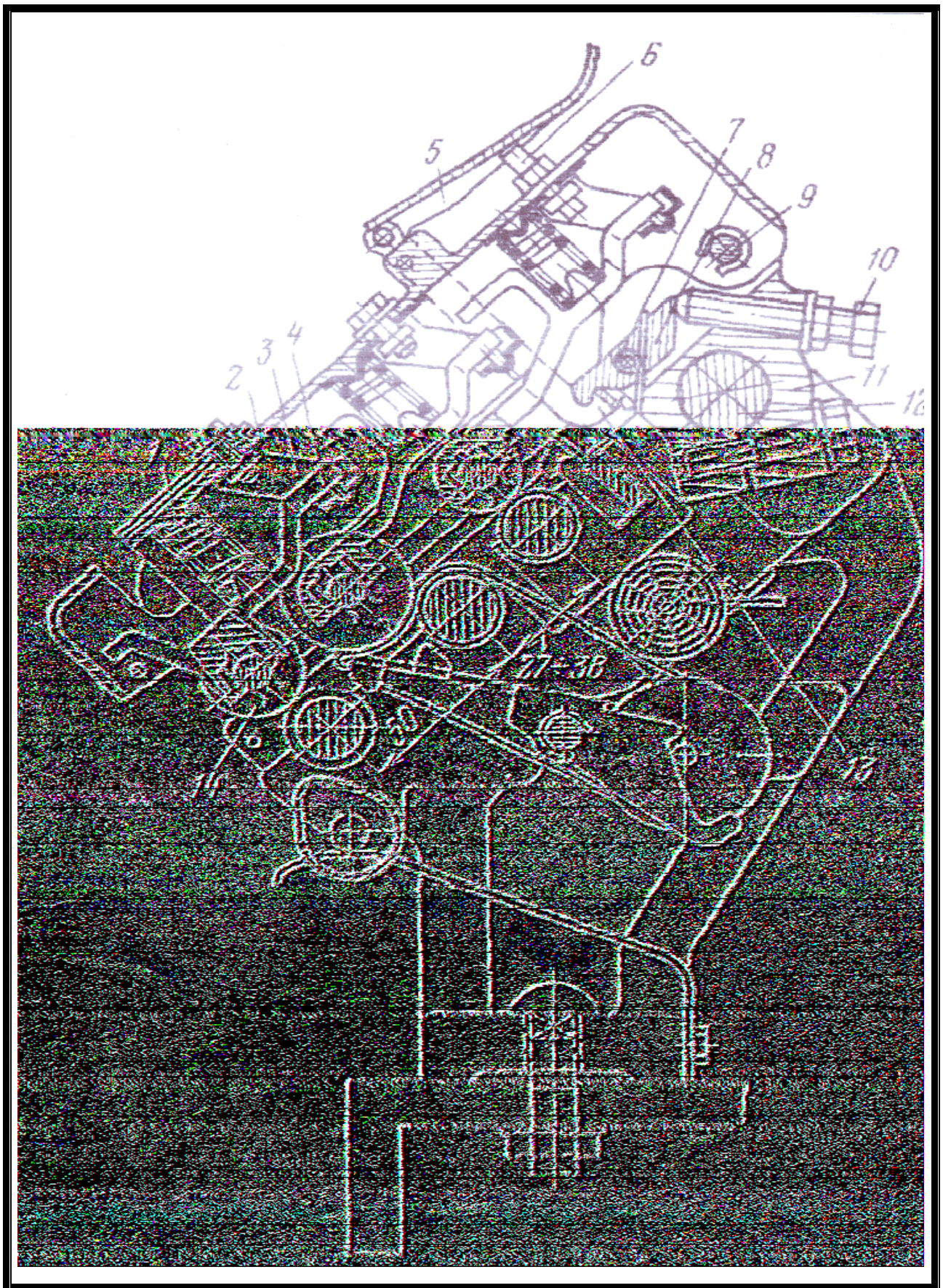
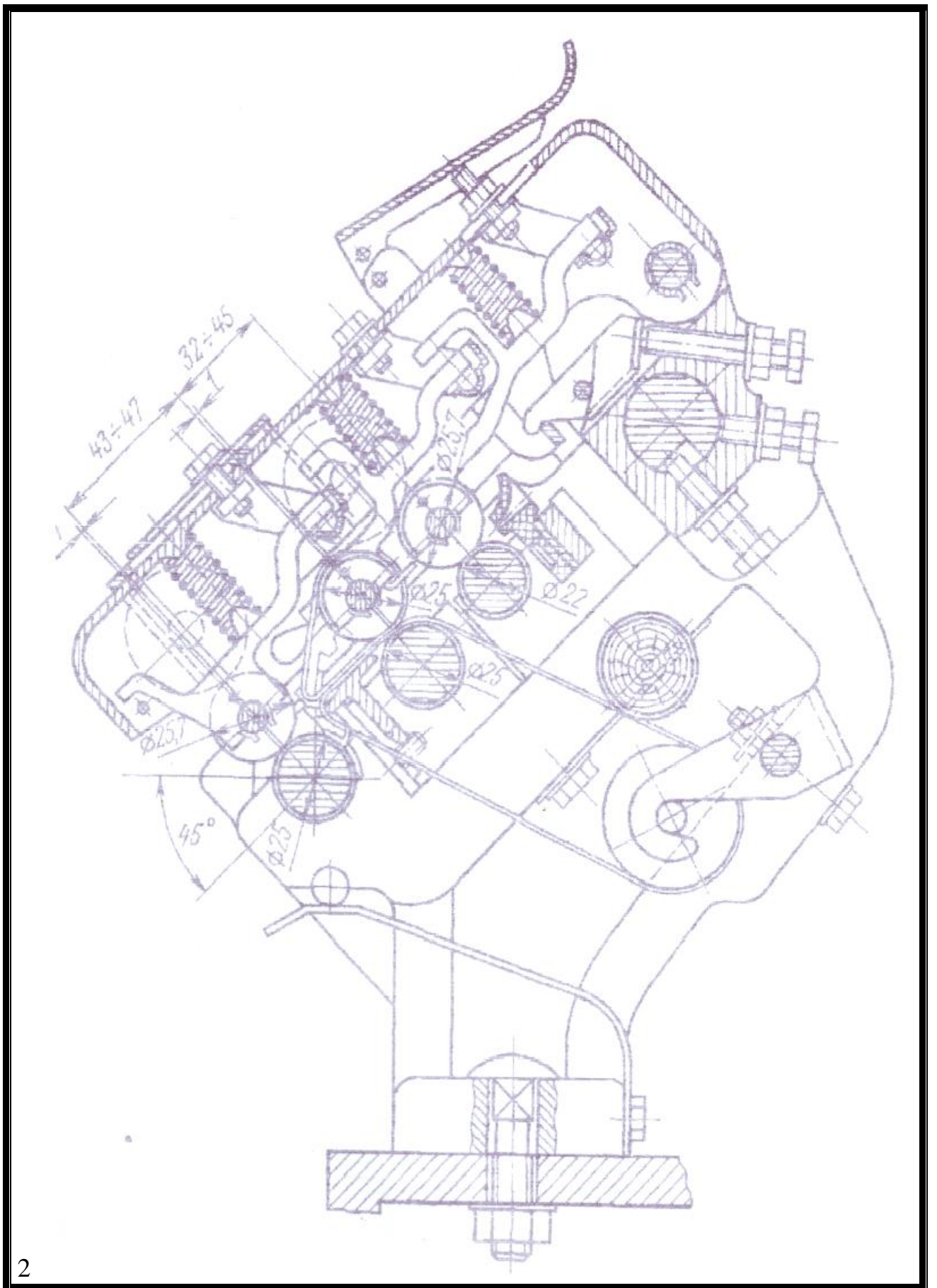


Рис. 3 Вытяжной прибор ВР-



2

Рис. 4 Вытяжной прибор ВР-1М

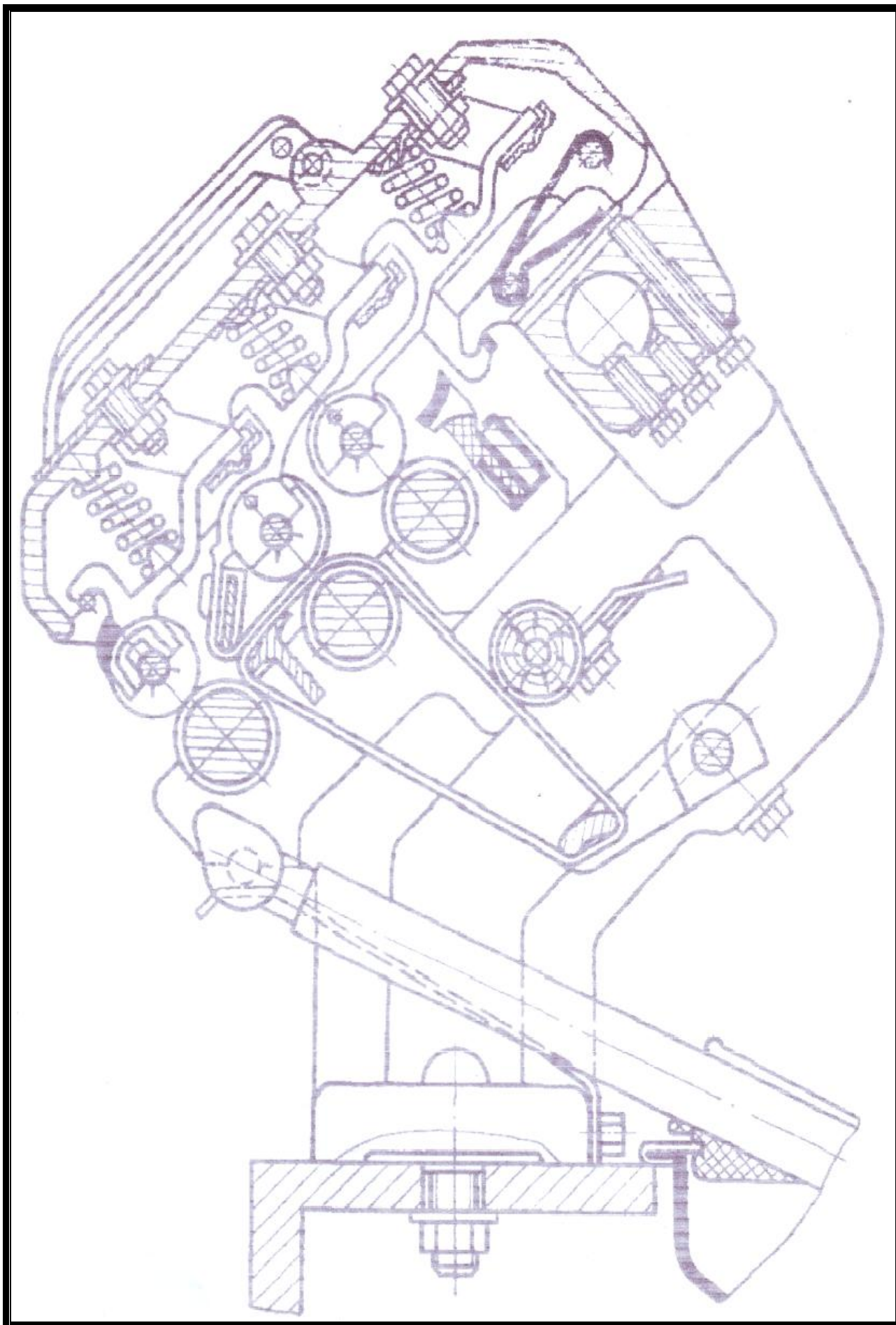


Рис. 5 Вытяжной прибор ВР-1-УЗМ

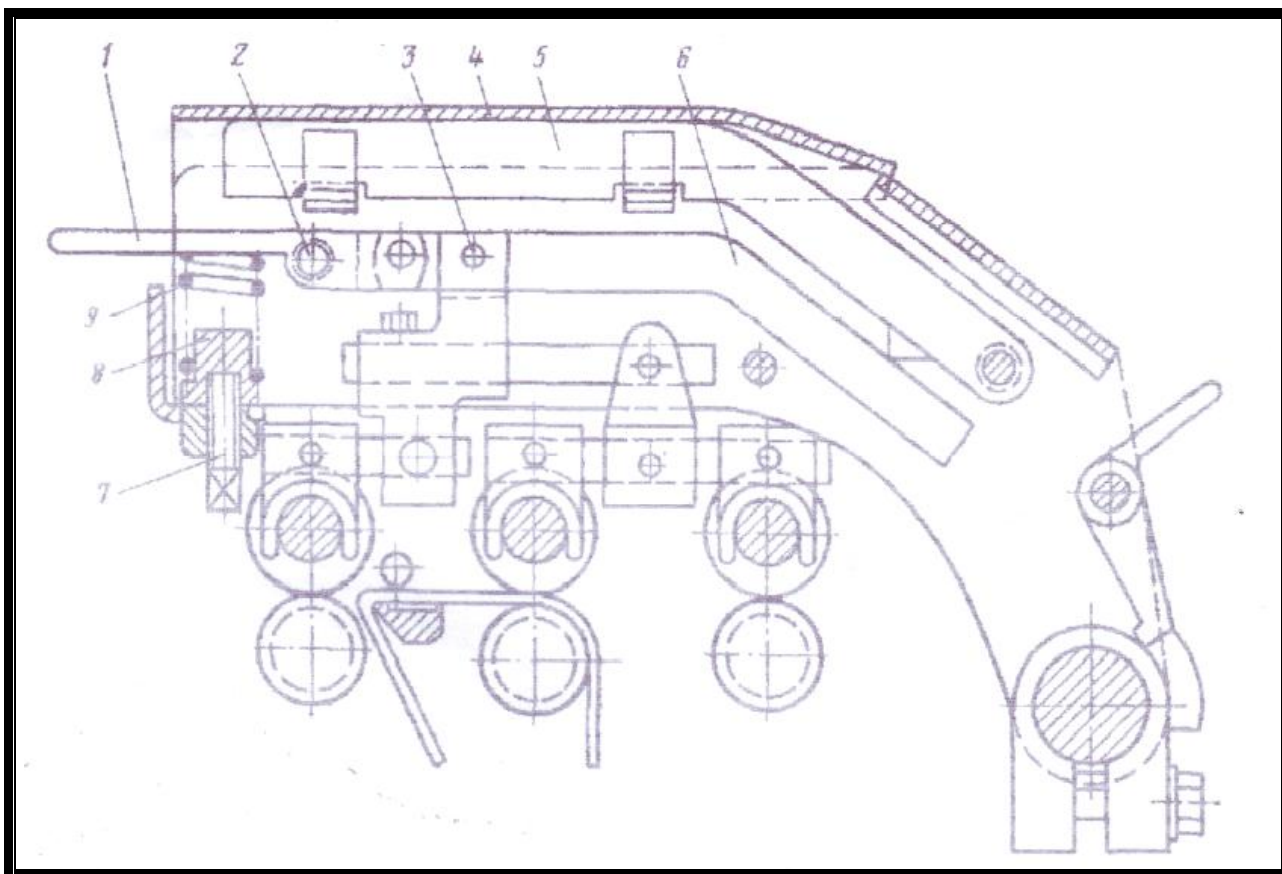


Рис. 6 Вытяжной прибор прядильной машины
«Шпиннераймашиненбау» (Германия)

2.2. Устройство цилиндров. Валиков. Привода вытяжного прибора

Линии рифленых цилиндров состоят из отдельных звеньев и имеют продольное или спиральное рифление (рис. 7) или ромбические выступы для привода ремешков. Звенья соединены между собой. На рис. 8 показано резьбовое соединение звеньев цилиндров.

Нажимные валики имеют эластичное покрытие и принудительно вращаются от цилиндров. На общей оси устанавливают две свободно вращающиеся втулки с эластичным покрытием.

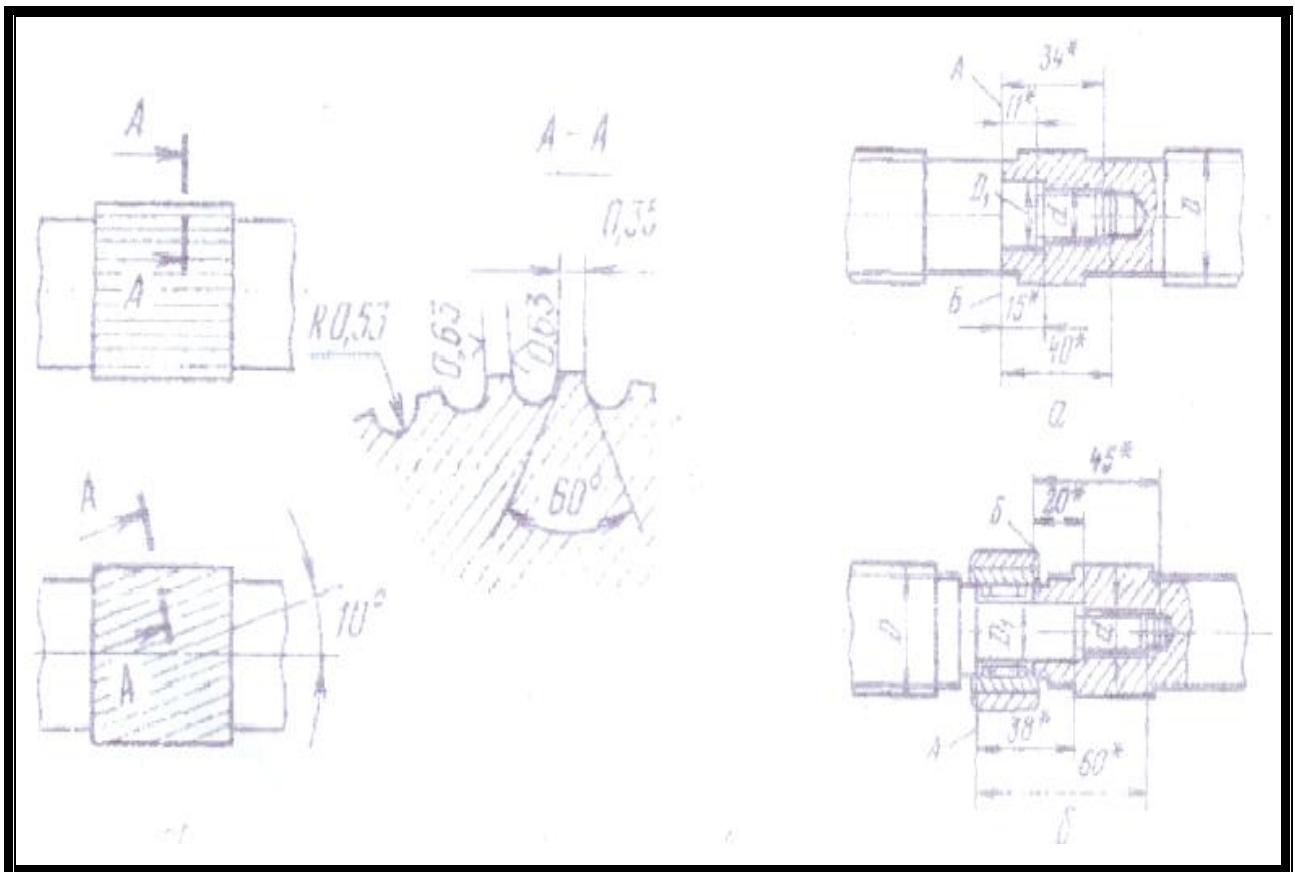


Рис. 7 Рифление цилиндров

Рис. 8 Резьбовое соединение цилиндров:
а- без подшипника; б- с подшипником

На современных машинах применяют валики с втулками на подшипниках качения разных конструкций, со съемными втулками и без съемных втулок (рис. 9). Валики без съемных втулок могут быть выполнены с меньшим радиальным биением и лучшей защитой подшипников от пуха и пыли. Радиальное биение втулок не должно превышать 0,03 мм (ГОСТ 17371— 74). В качестве эластичных покрытий валиков хорошо зарекомендовали себя покрытия ЭЦ-24 и ЭЦ-25. Пример условного обозначения валика нажимного (ВН) типа 1 с расстоянием между центрами втулок $L = 88$ мм, диаметром втулок без покрытий $d = 18$ мм и с эластичным покрытием $D = 25$ мм, длиной цилиндрической посадочной метки $L = 17$ мм: ВН 1-88-25-17.

При изучении передачи движения в вытяжном приборе обращают внимание на то, что движение передается от переднего цилиндра ко всем остальным. Изменение частной и общей вытяжек осуществляется изменением числа зубьев сменных шестерен. При этом скорость переднего цилиндра не изменяется, т е, сохра-

няется скорость выпуска мычки, а следовательно, и условия кручения, а изменяется скорость одного или нескольких предшествующих цилиндров.

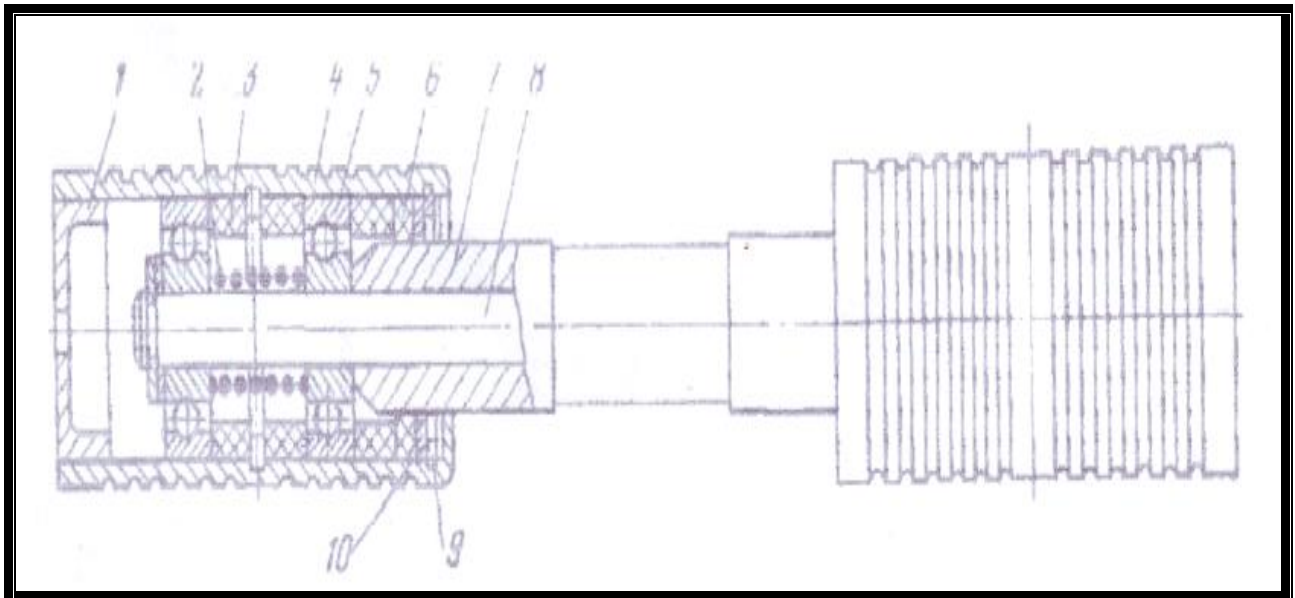


Рис. 9 Нажимной валик без съемных втулок:

- 1- крышка; 2 - распорная пружина; 3 - упорные кольца; 4 - втулка;
 5 - радиальный подшипник; 6 - войлочный уплотнитель; 7 - втулка оси;
 8 - ось валика; 9 - пружинное разрезное кольцо; 10 - шайба уплотнителя

3. Проектирование передач вытяжных приборов

При проектировании передач к вытяжному прибору и в самом вытяжном приборе необходимо учитывать технологические параметры:

- а) вытяжку, б) разводку.

Кинематическая вытяжка в вытяжном приборе:

$$e = \frac{V_1}{V_2}, \quad (1)$$

где V_1 - линейная скорость выпускного (первого) цилиндра, м/с;

V_2 - линейная скорость питающего (второго) цилиндра, м/с.

Если вытягивание осуществляется по частям, то общая вытяжка равна:

$$E = e_1 \cdot e_2 \cdot e_3 \cdot e_4, \quad (2)$$

где e_1, e_2, e_3, e_4 - частные вытяжки.

Для обеспечения заданных технологических параметров в вытяжных приборах применяют модуль зубчатой передачи $m = 1,5 \div 2,5$ мм, т.е. мелко - модульные передачи (при больших модулях существуют зазоры между зубьями и, когда машину останавливают, то за счёт упругих сил вытягивания рабочие органы повертываются, и получается неучтённая вытяжка – неравномерность продукта).

Таким образом, исходными данными для проектирования вытяжных приборов являются технологические параметры и выбор схемы (кинематической схемы) передачи движения. Затем следует кинематический расчет схемы. При этом необходимо учитывать силы трения в опорах цилиндров и валиков и трение валиков при их качении по цилиндрам, а также силу полезного сопротивления (силу вытягивания).

Момент от сил трения определяется по следующей формуле:

$$M_{TP} = \left[(G_{Ц} + G_B) \cdot \cos \alpha + Q_B \right] \cdot f \cdot r_1 + (G_B \cdot \cos \alpha + Q_B) \cdot (f \cdot r_2 + k), \text{ (Н)}; \quad (3)$$

где $G_{Ц}$ - общая сила тяжести всего цилиндра, Н;

G_B - общая сила тяжести всех валиков для данного цилиндра, Н;

α - угол наклона рабочей линии вытяжного прибора, град;

Q_B - суммарная нагрузка (радиальное давление) на валики для данного цилиндра, Н;

r_1 - радиус шейки цилиндра, м;

r_2 - радиус шейки валика, м;

f - коэффициент трения скольжения в шейках цилиндра и валика;

k - коэффициент трения качения валиков по цилиндру.

Кроме сил трения необходимо учитывать полезное сопротивление. Суммарная сила полезного сопротивления при вытягивании может быть определена по формуле:

$$P = Q_B \cdot (f_1 + f_2), \text{ (Н)} \quad (4)$$

где f_1 - коэффициент трения между валиком и продуктом;

f_2 - коэффициент трения между цилиндром и продуктом.

Движущий момент сил полезного сопротивления равен:

$$M_o = P \cdot r, \text{ (Н}\cdot\text{м)} \quad (5)$$

где r - радиус цилиндра, м.

Этот момент в передаче разделяется на две части: первая часть помогает вращению цилиндра А (рис. 10) и валика A_1 , вторая через зубчатые колёса z_a и z_c передаётся на вал С и далее через колёса z_b и z_c на цилиндр В. Благодаря этому на цилиндре создается окружное усилие, которое способствует преодолению вытяжной парой В – В₁ силы вытягивания Р.

Таким образом, в вытяжном приборе, помимо момента, расходуемого на преодоление вредных сопротивлений, действует момент, замкнутый через вытягиваемый продукт по контуру: цилиндр А, зубчатые колёса z_A, z_c, z_b , цилиндр В. Он оказывает на все детали замкнутого контура такое же действие, как если бы через них передавалась мощность:

$$N = \frac{M_{ог} \cdot n}{9,55}, \text{ (Вт)} \quad (6)$$

где n – частота вращения цилиндра, мин^{-1} .

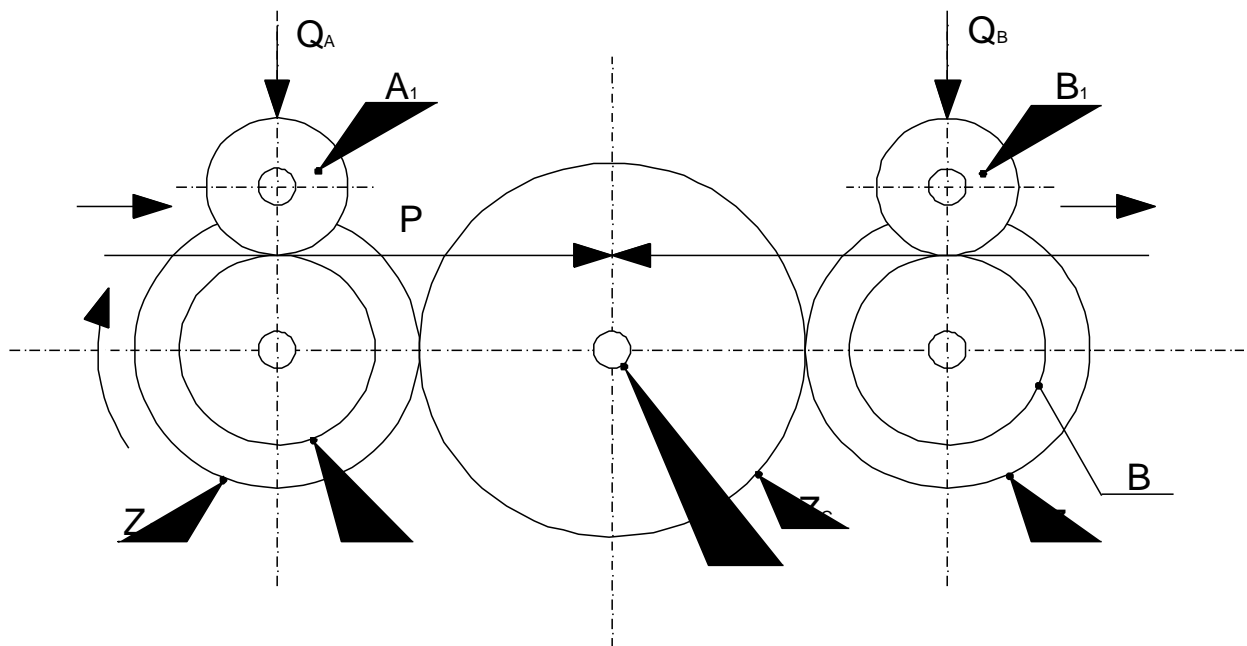


Рис. 10

Эта мощность называется замкнутой, или циркулирующей. В механизмах, где возникает замкнутая мощность, детали передачи необходимо рассчитывать по суммарной (потребляемой и замкнутой) мощности. Общий движущий момент на ведущем колесе замкнутого контура всегда больше или меньше развиваемого момента от сил трения (в зависимости от схемы передачи) на величину замкнутого (циркулирующего) момента в данном контуре.

Таким образом, результирующий момент сопротивления определяется суммой двух моментов:

$$M_p = M_{mp} \pm M_\delta \quad (7)$$

Следовательно, мощность для цилиндра В и А определяется по формулам:

$$N_B = N'_B + N''_B \quad (8)$$

$$N_A = N'_A - N''_B$$

где $N'_B = \frac{M_{TP} \cdot n_B}{9,55}$ - мощность, затрачиваемая на преодоление трения в цилиндре В,

Вт;

$N'_A = \frac{M_{TP} \cdot n_A}{9,55}$ - мощность, затрачиваемая на преодоление трения в цилиндре А,

Вт;

$N''_B = \frac{M_\delta \cdot n_B}{9,55}$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сил полезного сопро-

тивления для цилиндра В, Вт;

n_B и n_A - частота вращения цилиндров А и В, мин^{-1} .

Результирующий момент M_p (см. формулу 7) и будет расчётным для соответствующих зубчатых колёс z_a и z_b (рис. 10).

4. Конструкция и расчет вытяжных цилиндров

Для обеспечения надлежащего зажима волокна и создания необходимого поля сил трения поверхность цилиндров делают рифленой. Многочисленные экс-

перименты и повседневный опыт фабрик указывают на большое влияние профиля и состояния рифлей на ход технологического процесса и величину необходимой нагрузки на валик. Среднее давление между цилиндром и валиком зависит от ширины ленточки рифля: при увеличении ширины ленточки давление уменьшается и соответственно возрастает необходимая нагрузка на валик. Слишком малая ширина приводит к быстрому износу эластичного покрытия и даже к повреждению волокон. Во избежание износа и случайных повреждений рифленая поверхность цилиндра должна обладать высокой твердостью. Твердость поверхности выпускного цилиндра должна быть не ниже *HRC 55*, а остальных не ниже *HRC 50*.

Цилиндры изготовляют из сталей 10 или 15 (с соответствующей термической обработкой), или из стали 45 с поверхностной закалкой токами высокой частоты. Линия рифленых цилиндров испытывает напряжения изгиба и кручения, поэтому для ее нормальной работы необходимо иметь при высокой поверхностной твердости прочный и вязкий материал. Сквозная закалка цилиндров недопустима из-за хрупкости. Рифленые поверхности должны иметь шероховатость в пределах $Ra = 0,32$, биение их не должно превышать 0,03—0,05 мм. Чем больше частная вытяжка e_i тем меньше должен быть допуск на биение: при $e_i > 20$ биение должно быть не более 0,02 мм.

Согласно ГОСТ 12188—66 на рифленые цилиндры прядильных, ровничных и ленточных машин хлопкопрядильного производства шаг рифлей принимается одинаковым и постоянным для цилиндров ровничных и прядильных машин. Одинаков и постоянен шаг для всех рифленых цилиндров ленточных машин. Переход на постоянный шаг рифлей открыл возможности для получения их методом холодного накатывания, что позволило резко повысить производительность этой трудоемкой операции и обеспечить высокий класс поверхности рифлей. Параметры рифлей приведены в табл. 1

Рифлёные цилиндры для машин шерстопрядильного производства выполняют аналогично. На льнопрядильных машинах рифленые цилиндры делают иной конструкции. В некоторых случаях из-за большого диаметра тумбочек, их изготовляют отдельно и напрессовывают на цилиндр. При мокром прядении льна

тумбочки должны быть из коррозионно-стойких материалов (бронзы, коррозионно-стойкой стали и др.), а цилиндр должен иметь антикоррозионное покрытие. Если тумбочки с цилиндром составляют одно целое, их изготавливают из коррозионно-стойких сталей. Тумбочки выпускных цилиндров кольцепрядильных машин для мокрого прядения льна выполняют диаметром от 38 до 51 мм.

Параметры рифлей

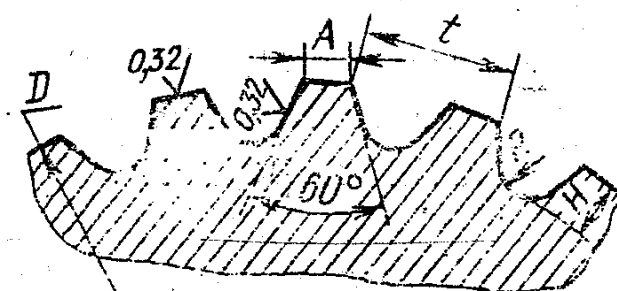


Рис. 11

На машинах с большим числом рабочих мест (выпусков) линия рифленых цилиндров состоит из отдельных звеньев (ровничные и прядильные машины). Для одновыпускных ленточных машин линия рифленых цилиндров имеет один цилиндр (звено), В звено может входить одна или несколько рифленых тумбочек (выпусков), каждая из которых обеспечивает вытягивание проходящего по ней продукта. Длина звена цилиндра является одной из основных технических характеристик машины.

На рис. 12 изображено звено рифленого цилиндра прядильной машины для хлопка с расстоянием между веретенами 76 мм, имеющее шесть рифленых тумбочек. Расстояние между торцами, по которым происходит соединение цилиндров, $76 \times 6 = 456$ мм. Поскольку линии рифленых цилиндров на прядильных машинах могут иметь длину до 16 м, а число звеньев может быть больше 24, то во избежание значительного отклонения центров рабочих шеек звеньев от оси цилиндрической стойки (условие сборки) применяют жесткие допуски на раз-

мер $456 \div 456_{-0.10}^{+0.04}$. Длину звена более 528 мм делать не следует во избежание его чрезмерного прогиба между стойками.

Таблица 1

Размеры, мм

<i>D</i>	Число рифлей	<i>H</i>	<i>A</i>		<i>t</i> *	<i>R</i> *	Назначение цилиндров
			номинальный	допускаемое отклонение			
22	43	0,5	0,35	±0,05	1,57	0,53	Для прядильных машин
25	49						
24	47						
28	55						Для ровничных машин
32	63						
35	69						
(24,5)	37	0,7	0,6	±0,05	2,08	0,6	Для ленточных машин
25	38						
32	48						
(34,7)	53						
35	53						
38	57						
50	75						
(51)	77						

*Для инструмента

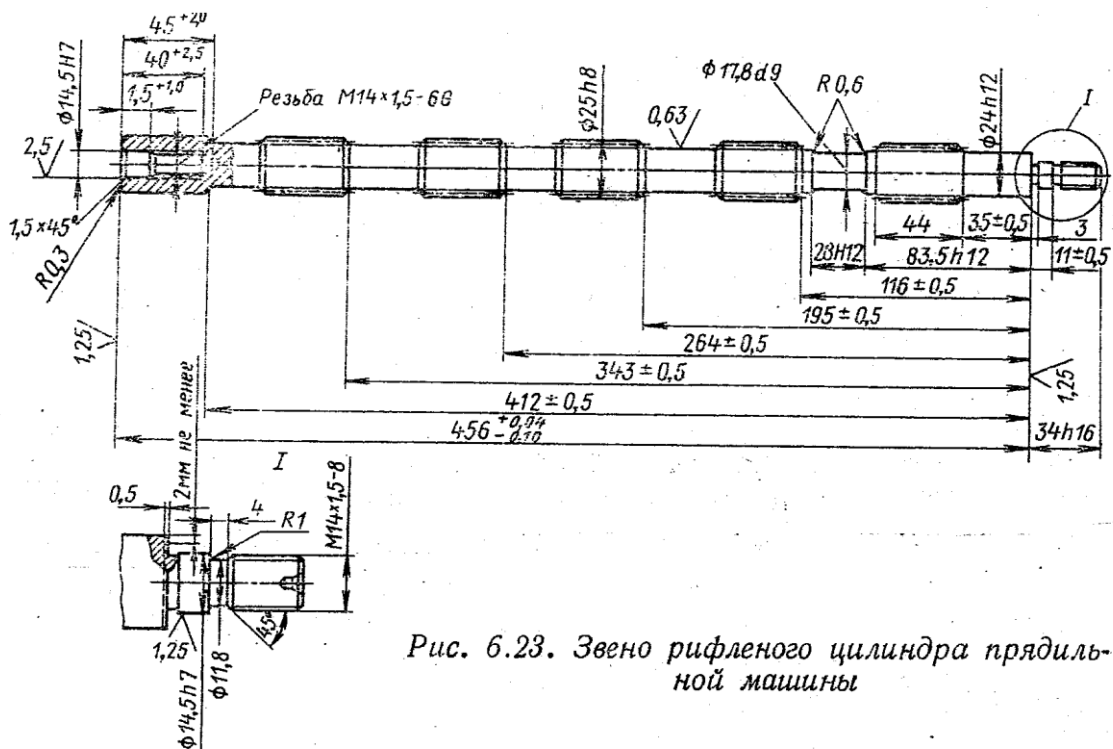


Рис. 6.23. Звено рифленого цилиндра прядильной машины

В соответствии со стандартом соединение отдельных звеньев резьбовое. Для уменьшения биения собранной линии резьбовые концы цилиндров и отверстия имеют цилиндрические направляющие участки, выполненные по восьмому (центрирующее отверстие по $H8$) и седьмому (направляющая шейка $h7$) квалитетам. Использование подшипников качения в вытяжных приборах повлекло за собой некоторые изменения конструкции звена. Место соединения звеньев располагается у цилиндровой стойки.

В современном машиностроении резьбовые соединения стандартизованы, поэтому расчет их на прочность должен носить поверочный характер. Поскольку крутящий момент, передаваемый линии рифленых цилиндров, невелик, рассматривать его не будем. Опыт работы вытяжных приборов показывает, что при существующей конструкции рифленых цилиндров трудно добиться их вращения с малым эксцентриситетом (технологически сложно получить сносность всех рабочих и соединительных поверхностей).

Для снижения биения собранной линии применяют правку цилиндров в холодном состоянии, что вызывает появление в материале цилиндров внутренних

напряжений, приводящих в процессе эксплуатации к постепенному искривлению их осей. Попытки разработать другие конструкции цилиндров пока не дали положительного результата из-за недостатков эксплуатационного характера.

5. Расчет линии рифленых цилиндров на прочность и определение нагрузок на опоры

Так как размеры цилиндров гостированы, расчет их на прочность должен носить поверочный характер. Цилиндр в процессе работы находится в сложном напряженном состоянии под действием изгиба и кручения. Изгибающие усилия складываются из нагрузки на валики и сил тяжести валиков и цилиндров. С достаточной точностью можно считать нагрузку равномерно распределенной по длине цилиндров. Кроме этого, на цилиндры действует изгибающий момент от зубчатого зацепления привода линии.

Линия цилиндров представляет собой многоопорную статически неопределяемую неразрезную балку (рис.13), чувствительную к положению опор. При смещении одной из опор с геометрической оси цилиндров изменяются изгибающие моменты и опорные реакции. Чем выше жесткость цилиндров, тем больше эти изменения, поэтому чрезмерно жестким цилиндр делать не следует.

Смещение опор в вертикальной горизонтальной плоскостях происходит из-за неточности изготовления и сборки цилиндров, цилиндрических брусьев, стоек и т.д. Могут быть два случая расположения цилиндров в опорах:

а) в подшипниках качения, корпуса которых прикреплены к цилиндрическим стойкам;

б) в подшипниках качения или скольжения, которые свободно лежат в цилиндрических стойках.

Пусть в основной схеме в случае «а» опоры имеют смещения (рис. 12) (деформации и смещения считаем малыми).

Тогда угол наклона θ_n пролета l_n равен:

$$\theta_{n+1} = \frac{y_{n+1} - y_n}{l_{n+1}}; \quad \theta_{n+2} = \frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{l_{n+2}}, \quad (9)$$

где n - номер опоры;

y_n - вертикальное смещение опор;

θ_n - угол наклона пролета l_n от вертикального смещения опор.

Рис. 13. Расчетная схема цилиндров вытяжного прибора

Рис. 14. Расчетная схема при смещении опор

Расчет результирующих моментов, возникающих в линии из-за смещения опор и от действия внешней нагрузки, определяются по уравнению трех моментов:

$$\begin{aligned}
& M_{n-1} \cdot \frac{l_n}{I_n} + 2M_n \cdot \left(\frac{l_n}{I_n} + \frac{l_{n+1}}{I_{n+1}} \right) + M_{n+1} \cdot \frac{l_{n+1}}{I_{n+1}} = \\
& = -6 \left(\frac{\omega_n \cdot a_n}{l_n \cdot I_n} + \frac{\omega_{n+1} \cdot b_{n+1}}{l_{n+1} \cdot I_{n+1}} \right) - 6E(\theta_{n+1} - \theta_n),
\end{aligned} \tag{10}$$

где M_n - изгибающий момент в n -ом сечении (n -ой опоре), н · м;

l_n - длина n -го пролета, м;

I_n - экваториальный момент инерции n -го сечения $\left(I_n = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \right)$, м³;

θ_n - угол наклона пролета l_n от смещения опор, рад.;

n - порядковый номер опоры;

$E = 2,2 \cdot 10^{11}$ - модуль упругости 1-го рода (Юнга), н · м;

ω_n - площадь эпюры изгибающих моментов, возникающих от внешней нагрузки в простой балке для пролета l_n , м²;

a_n , b_n - расстояния от центров тяжести опоры до левой и правой опоры l_n пролета, м.

Для определения значений ω_n , b_n , a_n следует построить эпюру изгибающих моментов от внешней нагрузки для одного пролета l_n линии цилиндров, рассмотренного в виде балки, лежащей на опорах и имеющей равномерно-распределенную нагрузку q (рис. 15). (Нагрузка в каждом пролете симметрична относительно середины пролета).

Обычно на концевых опорах изгибающие моменты, известны и в нашем случае равны:

$$M_o = P' \cdot l_o; \quad M_{\text{конечн.}} = 0, \tag{11}$$

где P' - усилие, действующее на линию цилиндров от зубчатого зацепления привода, н;

l_o - длина нулевого пролета, м.

Кроме того, моменты инерции сечений во всех пролетах одинаковы, т.е.:

$I_0 = I_1 = I_2 = \dots = I_n = I$, а также равны длины пролетов $l_2 = l_3 = \dots = l_n = l$. Тогда формула (10) для нашего случая запишется следующим образом:

$$M_0 \cdot l_1 + 2M_1(l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 = -6 \left(\frac{\omega_1 \cdot a_1}{l_1} + \frac{\omega_2 \cdot b_2}{l_2} \right) - 6EI(\theta_2 - \theta_1) \quad (12)$$

- для первого пролета ;

$$M_1 + 4M_2 + M_3 = -\frac{6}{l} \left(\frac{\omega_2 \cdot a_2}{l_2} + \frac{\omega_3 b_3}{l_3} \right) - \frac{6EI}{l} \cdot (\theta_3 - \theta_2) \quad (13)$$

- для второго и последующих пролетов,

где $\omega_1 = 0$; $a_1 = 0$;

$$a_2 = b_2 = a_3 = b_3 = a_n = b_n;$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \dots = \omega_n = \frac{2}{3} \cdot l \cdot \frac{ql^2}{8} = \frac{ql^3}{12} \quad (14)$$

В уравнении (13) определим выражение первого слагаемого правой части:

$$-\frac{6}{l} \left(\frac{\omega_2 \cdot a_2}{l_2} + \frac{\omega_3 \cdot b_3}{l_3} \right) = -\frac{6}{l} \left(\frac{ql^3 \cdot l}{12 \cdot 2} + \frac{ql^2 \cdot l}{12 \cdot 2} \right) = -\frac{ql^2}{2} \quad (15)$$

Зная $\theta_n = \frac{y_n - y_{n-1}}{l_n}$ - угол наклона пролета l_n от смещения опор, опре-

делим выражение второго слагаемого правой части уравнения (13):

$$\theta_{n+1} - \theta_n = \frac{y_{n+1} - y_n}{l_{n+1}} - \frac{y_n - y_{n-1}}{l_n} = \frac{y_{n+1}}{l_{n+1}} - \frac{y_n}{l_{n+1}} - \frac{y_n}{l_n} + \frac{y_{n+1}}{l_n} \quad (16)$$

Тогда для уравнения (12):

$$\theta_2 - \theta_1 = \frac{y_2 - y_1}{l_2} - \frac{y_1 - y_0}{l_1} \quad (17)$$

Для уравнения (13) и для уравнений последующих пролетов (3-го, 4-го и т.д.):

$$\theta_3 - \theta_2 = \frac{y_3 - y_2}{l_3} - \frac{y_2 - y_1}{l_2} = \frac{y_3 - 2y_2 - y_1}{l} \quad (18)$$

Уравнение для последнего пролета:

$$\theta_{n+1} - \theta_n = \frac{y_{n+1} - y_n}{l} - \frac{y_n - y_{n-1}}{l} = \frac{-2y_n + y_{n-1}}{l}. \quad (19)$$

Выражение $-\frac{6EI}{l} \cdot (\theta_3 - \theta_2)$ в уравнении (13) с учетом уравнения (18)

имеет вид:

$$-\frac{6EI}{l}(\theta_3 - \theta_2) = -\frac{6EI}{l} \left(\frac{y_3 - 2y_2 - y_1}{l} \right) = -\frac{6EI}{l^2}(y_3 - 2y_2 - y_1). \quad (20)$$

Система уравнений результирующих моментов от внешней нагрузки и от смещения опор будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} M_0 &= -P \cdot l_0, \\ M_0 \cdot l_1 + 2M_1(l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 &= 6 \left(\frac{\omega_1 \cdot a_1}{l_1} + \frac{\omega_2 \cdot b_2}{l_2} \right) - 6EI(\theta_2 - \theta_1), \\ M_1 + 4M_2 + M_3 &= -\frac{6}{l} \left(\frac{\omega_2 \cdot a_2}{l_2} + \frac{\omega_3 \cdot b_3}{l_3} \right) - \frac{6EI}{l}(\theta_3 - \theta_2), \\ M_2 + 4M_3 + M_4 &= -\frac{6}{l} \left(\frac{\omega_3 \cdot a_3}{l_3} + \frac{\omega_4 \cdot b_4}{l_4} \right) - \frac{6EI}{l}(\theta_4 - \theta_3), \\ &\dots\dots\dots, \\ M_{\text{конечн.}} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Выражение (21) можно упростить за счет формул (15) и (16).

$$\left. \begin{aligned} M_0 l_1 + 2M_1(l_1 + l) + M_2 l &= -\frac{ql^3}{4} - 6EI \left(\frac{y_2 - y_1}{l} - \frac{y_1 - y_0}{l} \right), \\ M_1 + 4M_2 + M_3 &= -\frac{ql^2}{2} - \frac{6EI}{l^2}(y_3 - 2y_2 + y_1), \\ M_2 + 4M_3 + M_4 &= -\frac{ql^2}{2} - \frac{6EI}{l^2}(y_4 - 2y_3 + y_2), \\ &\dots\dots\dots, \\ M_{n-2} + 4M_{n-1} &= -\frac{ql^2}{2} - \frac{6EI}{l^2}(y_n - 2y_{n-1} + y_{n-2}) \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

$$M_0 = -Pl_0; \quad M_n = 0$$

После определения (при помощи уравнений трех моментов) величин всех опорных изгибающих моментов, можно определить изгибающие моменты и поперечные силы в пролетах неразрезной балки и ее опорных реакций. При этом каждый пролет можно рассматривать как простую балку на двух опорах, нагруженную опорными моментами и заданной внешней основной нагрузкой. Значение изгибающих моментов и поперечных сил, возникающих в сечении с абсциссой X (рис.16) пролета n балки можно определить по формулам:

$$M_x^{(n)} = M_x^{(o)} + M_{n-1} \frac{(l_n - x)}{l_n} + \frac{M_{n-x}}{l_n} \quad \text{или}$$

$$M_x^{(n)} = M_x^{(o)} + M_{n-1} \frac{M_n - M_{n-1}}{l_n} \cdot x, \quad (23)$$

где $M_x^{(o)}$ - изгибающий момент в сечении x от основной нагрузки.

Дифференцируя выражение (23) по x , получим текущее значение поперечных сил

$$Q_x^{(n)} = Q_x^{(o)} + \frac{M_n - M_{n-1}}{l_n}, \quad (24)$$

где $Q_x^{(o)}$ - поперечная сила в сечении x от основной нагрузки.

Опорные реакции определяются по формуле (рис. 17)

$$R_n = R_o^{(n)} + R_o^{(n+1)} + \frac{M_{n-1} - M_n}{l_n} + \frac{M_{n+1} - M_n}{l_{n+1}}, \quad (25)$$

где $R_o^{(n)}$ - опорная реакция на правой опоре от заданной внешней (основной) нагрузки в пролете l_n ;

$R_o^{(n+1)}$ - опорная реакция на левой опоре от заданной внешней (основной) нагрузки в пролете l_{n+1} .

Так как максимальная длина одного звена цилиндра не рекомендуется более 528 мм, а длина линии цилиндров достигает 20 м, то общее число опор может

быть 39-40. Поэтому, решая систему (22) из многих уравнений, можно получить опорные моменты (целесообразно использование ЭВМ).

Расчеты и практика показывают, что изгибающие моменты изменяются только на первых трех пролетах. Это позволяет считать, что проверочные расчеты для средних пролетов целесообразно провести следующим образом. Представим средний пролет как балку, защемленную с двух сторон (рис. 18) с равномерно-распределенной нагрузкой.

Определив опорные моменты, находим величину прогиба пролета l_n линии цилиндров:

$$\frac{f_l}{r} = -\frac{5}{384} \frac{ql_n^4}{EI_n} = \frac{M_n \cdot l_n^2}{16EI} - \frac{M_{n+1} \cdot l_n^2}{16EI}, \quad (26)$$

где $\frac{f_l}{r}$ - величина прогиба в середине пролета l_n , м.

6. Расчет линии вытяжных цилиндров на кручение и определение напряжений от эквивалентного (расчетного) изгибающего момента

Для расчета цилиндров на кручение необходимо знать мощность, передаваемую отдельными линиями цилиндров. Если нет соответствующих экспериментальных данных, то можно распределить общую мощность вытяжного прибора между отдельными линиями следующим образом. Мощность, потребляемая линией, пропорциональна частоте вращения цилиндра и нагрузке на валики. Следовательно, мощность, потребляемая отдельной линией, определяется равенствами:

$$N_1 = \frac{N \cdot n_1 \cdot P_1}{n_1 \cdot P_1 + n_2 \cdot P_2 + \dots + n_n P_m}; \quad (27)$$

$$N_2 = \frac{N \cdot n_2 \cdot P_2}{n_1 \cdot P_1 + n_2 \cdot P_2 + \dots + n_n P_m};$$

..... ,

где $1, 2, 3, \dots, n$ - номер линии в вытяжном приборе;

$n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$ - частота вращения вытяжных цилиндров, мин^{-1} ;

P_1, P_2, P_m - нагрузка на валик, н;

N - общая мощность, потребляемая вытяжным прибором, Вт, равна:

$$N = (0,15 - 0,25) \frac{N_{\text{эл.дв.}}}{2} \quad (N_{\text{эл.дв.}} - \text{мощность электродвигателя, Вт});$$

N_1, N_2, N_n - мощность, потребляемая отдельными линиями вытяжного прибора, Вт.

Зная мощность, потребляемую отдельными линиями вытяжного прибора, можно определить $M_{кр} = M_p$ (см. формулу 7):

$$M_{1кр} = 9,55 \frac{N_1}{n_1} \quad (\text{н} \cdot \text{м}),$$

$$M_{2кр} = 9,55 \frac{N_2}{n_2} \quad (\text{н} \cdot \text{м}),$$

..... (28)

Принимаем следующие допущения:

а) трение во всех опорах цилиндров одинаковое;

б) крутящий момент, передаваемый цилиндрами, равномерно уменьшается от головной части к хвостовой на величину:

$$M' = \frac{M_{кр} n}{n + 1}, \quad (29)$$

где n - число звеньев в линии (без головного звена),

M' - приведенный момент, отнесенный к одному звену цилиндра, н · м.

Головное звено будет передавать весь крутящий момент $M_{кр}$.

Крутящий момент, передаваемый первым, вторым, третьим и n - м звеном определится следующим образом:

$$\text{1-ое звено} - M_1 = M_{кр} - M'_o = \frac{M_{кр} \cdot n}{n + 1};$$

$$\begin{aligned}
\text{2-ое звено} - M_2 &= M_{кр} - 2M' = \frac{M_{кр}(n-1)}{n+1}; \\
\text{3-е звено} - M_3 &= M_{кр} - 3M' = \frac{M_{кр}(n-2)}{n+1}; \\
\text{n - е звено} - M_n &= M_{кр} - nM' = \frac{M_{кр}}{n+1}.
\end{aligned} \tag{30}$$

Зная крутящие моменты для каждого звена линии цилиндров, можно определить общий угол закручивания:

$$f_{общ} = \sum_1^{n+1} f_i = \frac{M_{кр} \cdot l_0}{G \cdot I_p} + \frac{M_{кр} \cdot l}{GI_p(n+1)} [n + (n-1) + (n-2) + 3 + 2 + 1], \tag{31}$$

где l_0 - длина головного звена, м;

l_n - длина каждого последующего звена.

Выражение в квадратных скобках равно

$$\frac{(n+1)n}{2}. \tag{32}$$

$$\text{Тогда } f_{общ} = \frac{M_{кр}}{GI_p} \left[l_0 + \frac{nl}{2} \right]. \tag{33}$$

Эквивалентный (расчетный) изгибающий момент равен:

а) по третьей теории прочности:

$$M_{\text{эIII}} = \sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2}, \tag{34}$$

б) по четвертой теории прочности:

$$M_{\text{эIV}} = \sqrt{M_{изг}^2 + 0,75M_{кр}^2}. \tag{35}$$

Тогда $\sigma_{рез} = \frac{M_{\text{э}}}{W} \leq [\sigma]$, где $W_{изг} = \frac{\pi d^2}{32}$ - экваториальный момент сопротивления сечения, м²; d - диаметр цилиндра, м.

Содержание

	Стр.
1. Общие сведения	3
2. Устройство вытяжных приборов	5
2.1. Особенности конструкции вытяжных приборов	6
2.2. Устройство цилиндров, валиков, привода вытяжного прибора	13
3. Проектирование привода вытяжных приборов	15
4. Конструкция и расчет вытяжных цилиндров	18
5. Расчет линии рифленых цилиндров на прочность и определение нагрузок на опорах	23
6. Расчет линии вытяжных цилиндров на кручение и определение напряжений от эквивалентного (расчетного) изгибающего момента	31
7. Программа расчета опорных моментов и реакций рифленых цилиндров	35
8. Результаты расчетов опорных моментов и реакций рифленых цилиндров	36

Библиографический список

1. Макаров А.И. и др. Расчет и конструирование машин прядильного производства. / Макаров [др.]. – М.: Машиностроение, 1981. – С. 209-253.