

скручиванием. Если свободный конец мычки закрутить на один оборот (один раз), мычка получает одно кручение, расположенное по всей ее длине, и в ней образуется один виток. Чем больше закручивается мычка, тем большее число кручений она получает, тем больше она уплотняется. Соответственно этому повышается до известного предела и прочность мычки. Слегка скрученная на ровничных машинах мычка называется ровницей.

Выходящая из передней вытяжной пары мычка скручивается. Мерой кручения является крутка K , т.е. число кручений, приходящихся на единицу длины. Крутка может быть двух разных направлений. Если витки крутки идут снизу слева вверх направо, то такая крутка называется правой круткой и обозначается буквой Z . При левой крутке, обозначаемой буквой S , витки идут снизу справа вверх налево. На отечественных ровничных машинах применяется только правая крутка Z .

На рис. 15 представлен продукт (ровница) одинаковой линейной плотности, имеющий разную интенсивность кручения.

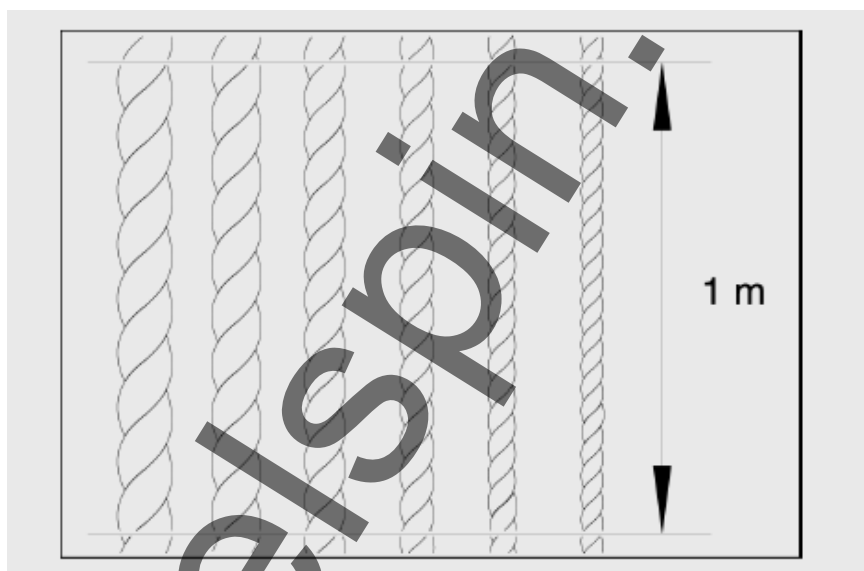


Рисунок 15 – Крученая ровница

Коэффициент крутки ровницы выбирают в зависимости от ее линейной плотности и свойств перерабатываемого волокна.

На ровничных машинах для кручения мычки используют веретено с рогулькой.

Веретено (рис. 16) представляет собой круглый цилиндрический стальной стержень, верхний конец которого выточен соответственно размерам верхнего канала втулки рогульки и имеет сквозную осевую прорезь. В эту прорезь входит шпилька рогульки, за счет чего рогулька прочно закрепляется на веретене и легко снимается при съеме наработанных катушек. Средняя цилиндрическая часть веретена проходит через канал втулки, закрепленной на верхней каретке, и удерживается ею в вертикальном положении. Нижняя часть веретена имеет коническую заточку и опирается на подпятник, размещенный в нижней карет-

ке. Веретена на ровничных машинах расположены в два ряда в шахматном порядке. Основные условия нормальной работы веретен: уравнированность рогулек и веретен, совпадение осей веретен, втулок и подпятников, отсутствие биения.

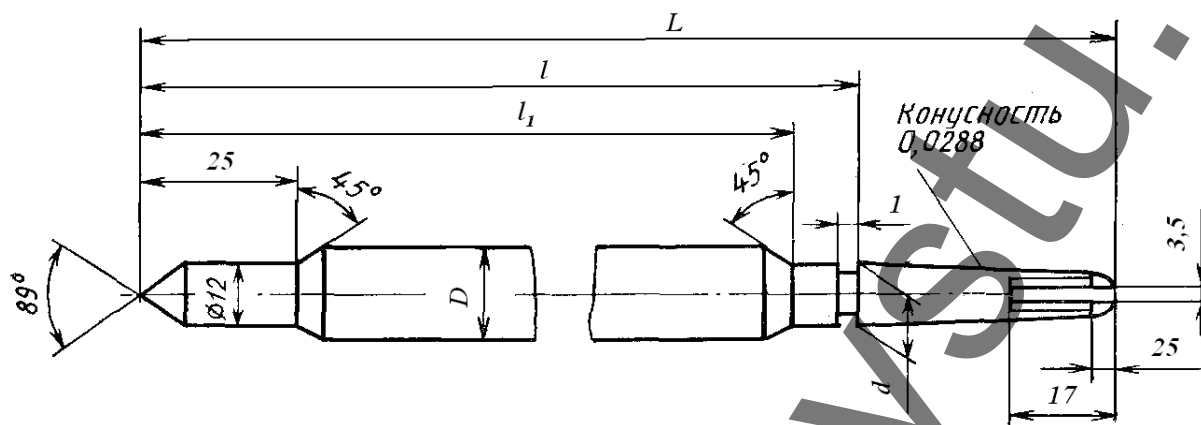


Рисунок 16 – Конструкция веретена

На современных ровничных машинах используют рогульки разных конструкций. Наибольшее распространение на отечественных машинах имеют стальные штампованные рогульки. Рогулька состоит из цилиндрической втулки 4 (рис. 17) и двух ветвей 1 и 5. На втулке 4 имеется продольное коническое отверстие, с помощью которого рогулька надевается на коническую часть веретена. Наличие этого конуса обеспечивает плотное соединение рогульки с веретеном, не допускающее качки рогульки во время работы машины. На втулке имеется штифт 2, который входит в прорезь веретена и закрепляет рогульку. Втулка имеет поперечное отверстие 3, через которое ровницу заправляют и пропускают из втулки 4 в полую или рабочую ветвь. Ровницу в полую ветвь 5 рогульки заправляют через криволинейную прорезь б, которая предохраняет ровницу от вылетания из полости полой ветви вследствие центробежной силы, развиваемой при вращении рогульки. Снаружи на полую ветвь 5 надевается рычажок 10, называемый лапочкой и предназначенный для направления выходящей из рогульки ровницы на катушку. Лапочка состоит из вертикального стержня 8 и двух хомутиков 7 и 9, с помощью которых она надевается на полую ветвь рогульки, и горизонтальной криволинейной части лапочки 10, вокруг которой обматывается ровница при переходе ее из рогульки на катушку.

На горизонтальной части лапочки, прижимающейся к катушке, находится отверстие 11, через которое пропускается ровница и наматывается на катушку.

Верхний хомутик лапочки расположен в специальном гнезде, образованном двумя выступами полой ветви рогульки. Гнездо удерживает лапочку на полой ветви и ограничивает угол ее поворота.

При вращении рогульки горизонтальная часть лапочки отбрасывается от оси вращения и надавливает на ровницу, наматывающуюся на катушку. При этом уплотняется наматываемая паковка.

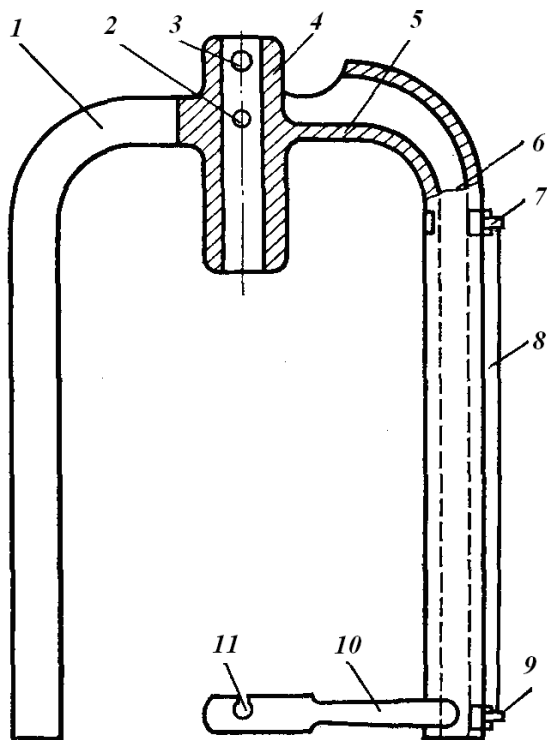


Рисунок 17 – Рогулька

магия при вращении рогульки не должна быть выше допустимого предела; остаточная деформация ветвей не допускается; возникающие при вращении напряжения не должны превышать пределов усталости; момент инерции массы рогульки относительно оси вращения должен быть наименьшим, чтобы уменьшить время пуска и останова машины.

Подвесная рогулька устанавливается на современных ровничных машинах (рис. 18) допускает частоту вращения веретен до 2240 мин^{-1} . Каждая ветвь рогульки по всей длине сварена из двух штампованных щек. В верхней части рогульки вварена втулка с коническим отверстием для посадки рогульки на веретено. В верхней части рогульки запрессовано зубчатое колесо, которое приводится в движение от зубчатых ремней и передает вращение рогулке (рис. 19). Привод рогулек осуществляется от индивидуального электродвигателя, на котором находится датчик приращений, определяющий частоту вращения рогулек. Датчик создает электроимпульсы, анализируемые преобразователем частоты и используемые для регулировки частоты вращения рогулек.

Широкое применение получили распространители крутки, которые повышают прочность ровницы на участке между цилиндром и рогулькой, снижают обрывность ровницы, увеличивают плотность ровницы. В результате повышаются масса паковки и производительность машины. Распространители крутки представляют собой насадки различных видов, запрессованные в головке рогульки (рис. 20). Распространители крутки работают по принципу вьюрка, создавая ложную крутку.

Вибрация веретен вызывает большую обрывность ровницы и сильное изнашивание деталей машины, поэтому для уравнивания полой ветви рогульки используют сплошную ветвь рогульки, для уравнивания лапочки – стальной стержень 8.

Рогульки и лапочка имеют полированную поверхность, что уменьшает трение ровницы о нее; при большом трении ровницы о поверхность рогульки и лапочки увеличивается обрывность ровницы и выделяется большое количество пуха.

В соответствии с требованиями государственного стандарта рогулька должна быть тщательно отполирована по всей поверхности; ее масса должна быть наименьшей; рогулька должна быть тщательно сбалансирована статически и динамически; упругая дефор-

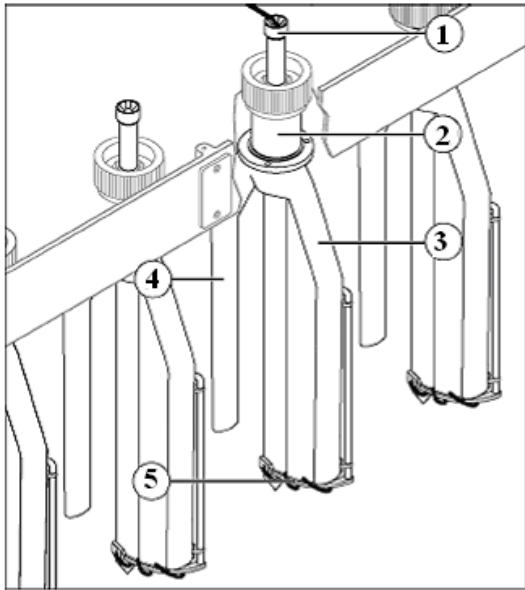


Рисунок 18 – Конструкция подвесной рогульки:

1 – распространитель крутки (вьорок); 2 – опора; 3 – полая ветка рогульки; 4 – уравнивающая ветка рогульки; 5 – лапка.

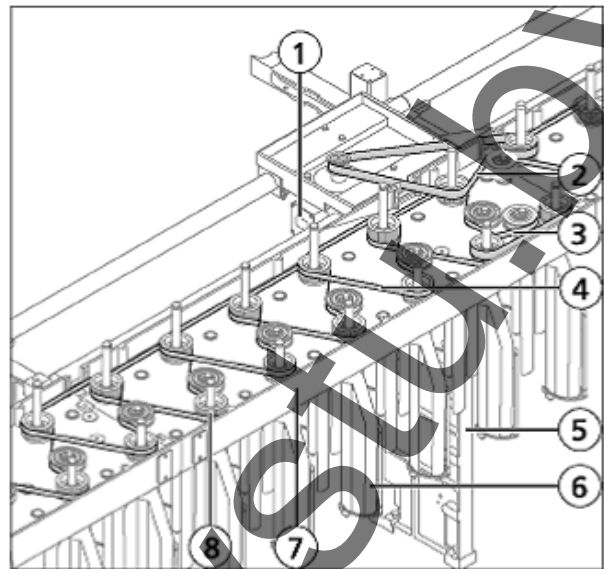


Рисунок 19 – Привод рогулек:

1 – электродвигатель, 2 – зубчатый ремень двигателя, 3, 4 – зубчатый ремень рогулек, 5 – промежуточная стойка, 6 – рогулька, 7 – рогулечный стол (верхняя каретка), 8 – зубчатое колесо

На современных ровничных машинах используются следующие виды вьюрков (рис. 21):

1) 1-464.00.0065(HZ 12 GRA) — стандарт (имеет сверху гладкий радиус и хорошо заметное зубчатое зацепление) используется для переработки ровницы линейной плотности 500 текс из кардочесального хлопка, смесей хлопка с химическими волокнами;

2) 1-464.00.0140(HZ 12 G2) — опция (сверху без радиуса и имеет острое зубчатое зацепление) используется для переработки ровницы линейной плотности 1000 текс и более из кардочесального хлопка, вискозных волокон, синтетических волокон;

3) 1-464.00.0125(HZ 12 GR) — опция (имеет сверху радиус и несильное зубчатое зацепление) используется для переработки ровницы линейной плотности не более 500 текс из чесаного хлопка и хлопковых смесей.

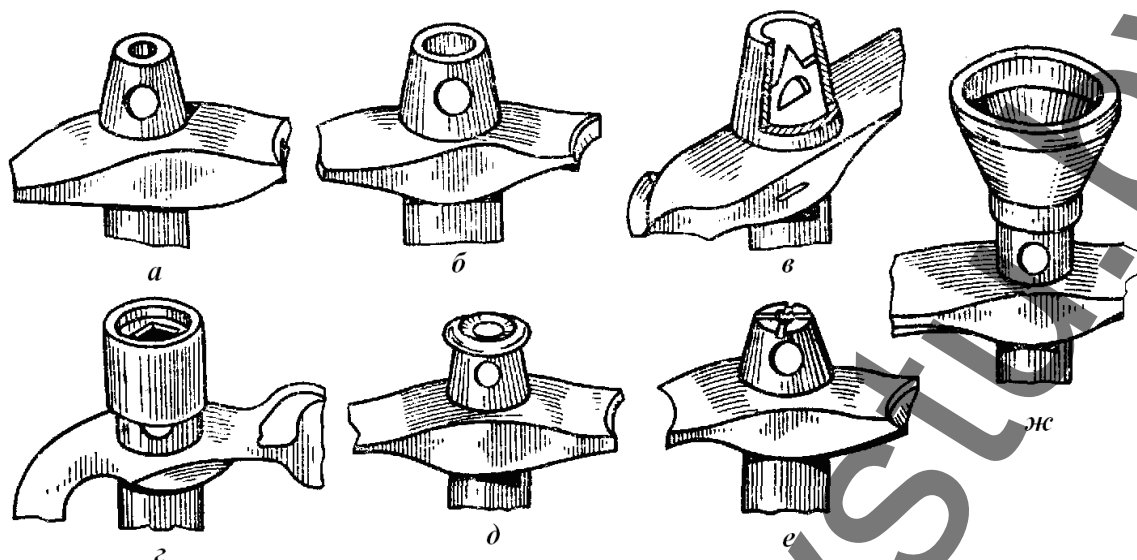


Рисунок 20 – Распространители кртки:

а – без вьюрка; б – с увеличенным диаметром втулки; в – пластинчатый вьюрок; г – цилиндрическая насадка с квадратным отверстием; д – резиновая насадка; е – с четырьмя радиальными углублениями на головке; ж – воронкообразная резиновая насадка

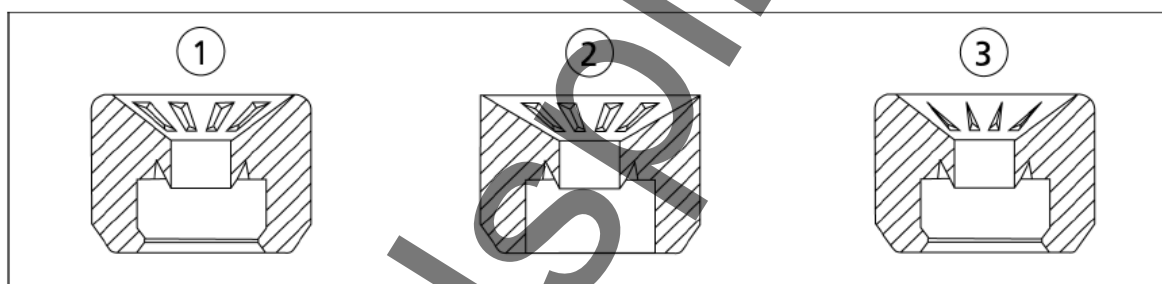


Рисунок 21 – Конструкция вьюрков на современных ровничных машинах

Наматывание ровницы

На ровничных машинах применяют цилиндрическую намотку с уменьшающейся высотой каждого последующего слоя.

Угол φ (рис. 22) влияет на устойчивость намотки на конусах катушки и ее объем, а, следовательно, и длину ровницы в полной намотке катушки. При малом угле φ объем намотки уменьшается, при слишком большом угле φ возможно сползание витков. Витки ровницы располагаются по цилиндрической винтовой линии с постоянным шагом h , который выбирают так, чтобы витки укладывались вплотную друг к другу.

В результате сплющивания ровницы шаг витков намотки по вертикали h оказывается в несколько раз больше толщины слоя δ . Приблизительно h и число витков на 1 см высоты намотки катушки S_u определяют по формулам:

$$h = \frac{C \cdot \sqrt{T_P}}{31.6}; S_y = \frac{31.6 \cdot B}{\sqrt{T_P}},$$

где T_P – линейная плотность ровницы, текс; C и B – эмпирические коэффициенты, зависящие от линейной плотности ровницы и плотности ее намотки.

Число слоев ровницы на 1 см диаметра намотки катушки S_X определяют по формуле

$$S_X = \frac{31.6 \cdot A}{\sqrt{T_P}},$$

где A – эмпирический коэффициент.

С изменением линейной плотности ровницы от 588 до 100 текс коэффициент A изменяется от 13,8 до 10,2.

При постоянной толщине слоев текущий диаметр намотки

$$d_n = d_k + 2k \cdot \delta,$$

где k – число слоев; δ – толщина ровницы.

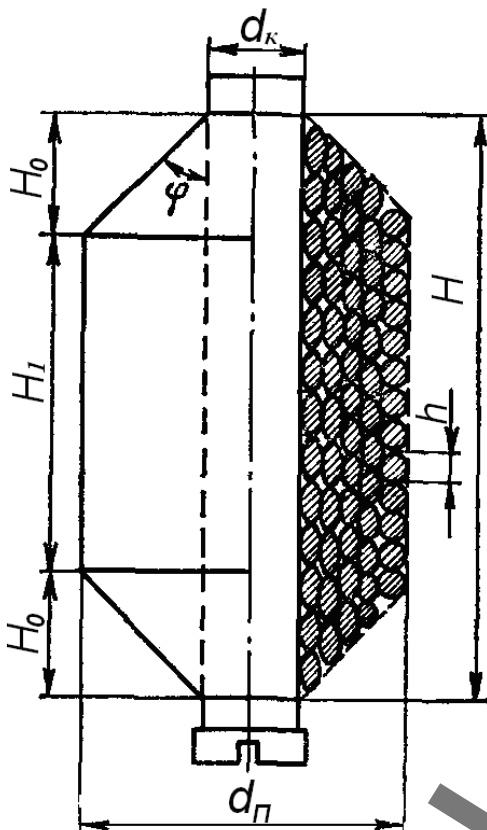


Рисунок 22 – Структура катушки

Но на текущий диаметр намотки d влияют изменение натяжения в процессе наматывания, крутка ровницы и ее упругие свойства, сплющивание ровницы и др.

Ровница наматывается на катушку благодаря разности между частотой вращения катушки n_k и рогульки n_g .

Первое условие наматывания.

С увеличением диаметра наматывания d_n при постоянных частоте вращения веретена n_v и частоте вращения выпускного цилиндра вытяжного прибора $n_{ц}$ частота вращения катушки n_k уменьшается:

$$n_k = n_g + \frac{d_{ц} \cdot n_{ц}}{d_n}.$$

На отечественных ровничных машинах изменение частоты вращения катушки происходит за счет смещения ремня по коноидам в механизме управления (ступенчато) (рис. 23), на современных машинах — уменьшением частоты вращения асинхронных двигателей, приводящих в движение катушки (бесступенчато) (рис. 24).

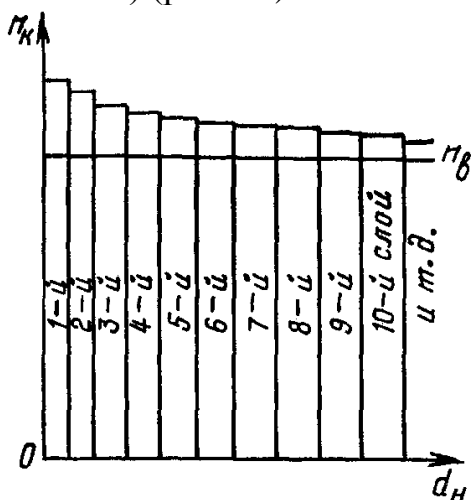


Рисунок 23 – Ступенчатое изменение частоты вращения катушки при ее формировании

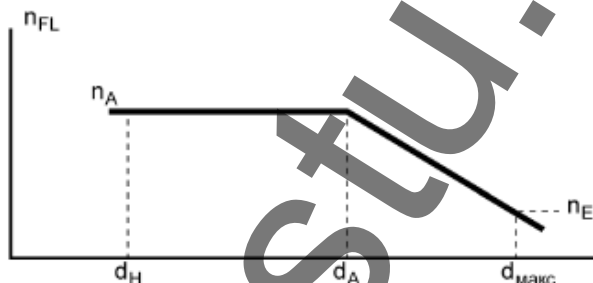


Рисунок 24 – Бесступенчатое изменение частоты вращения катушки:

n_A – начальная частота вращения;
 n_E – конечная частота вращения;
 d_n – диаметр патрона; d_A – диаметр намотки, с которого начинает уменьшаться частота вращения; d_{max} – максимальный диаметр намотки

Второе условие наматывания.

С увеличением диаметра наматывания d_n при постоянных частоте вращения выпускного цилиндра вытяжного прибора n_y и шаге витков намотки h скорость каретки V_k уменьшается:

$$V_k = \frac{h \cdot n_y \cdot d_y}{d_n} .$$

Третье условие наматывания. Это условие состоит в том, что для образования верхнего и нижнего конусов катушки необходимо уменьшать размах верхней каретки на определенную величину. Уменьшение размаха верхней каретки пропорционально изменению диаметра намотки, поэтому

$$H = H_1 - \frac{d_n - d_k}{\operatorname{tg} \varphi} ,$$

где H – высота слоя намотки при диаметре намотки d_n , мм; H_1 – высота полной намотки, мм; d_k – диаметр катушки, мм.

Следовательно, третье условие наматывания показывает, что высота намотки H зависит от диаметра намотки dn , так как угол φ и диаметр пустой катушки d_K – величины постоянные.

На рис. 25 показано движение катушечной каретки при наработке сьема на современных ровничных машинах. На графике показан полный цикл формирования катушки с указанием уменьшения размаха и скорости каретки по мере увеличения диаметра наматывания.

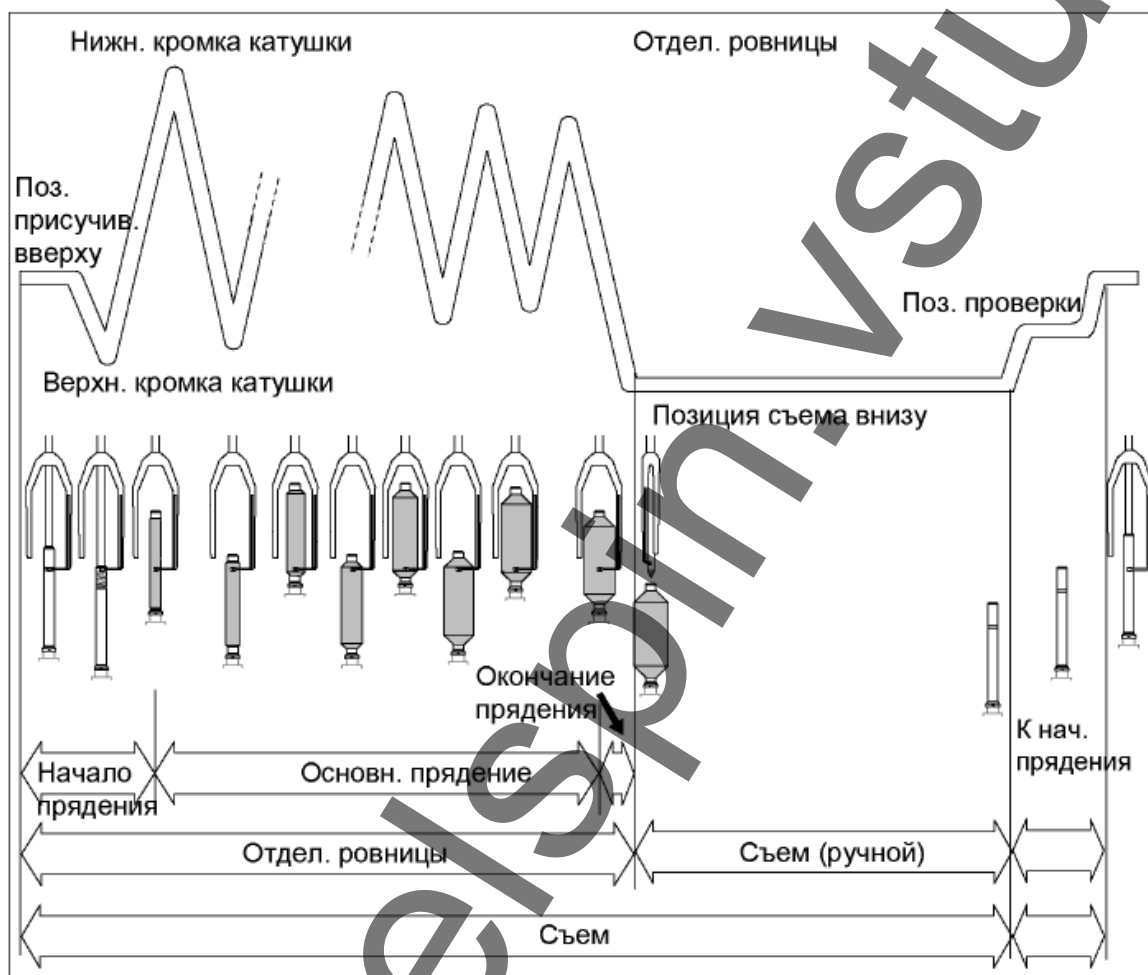


Рисунок 25 – Цикл формирования катушки

Дифференциальные механизмы

При увеличении диаметра намотки необходимо изменять частоту вращения катушек и скорость движения верхней каретки. Для этого предусмотрен вариатор скорости в виде конических барабанчиков, которые устанавливают на всех моделях ровничных машин отечественных производителей. Назначение дифференциального механизма состоит в сложении двух скоростей — постоянной от главного вала машины $n_{г.в}$ и переменной от коноидов (вариатора) $n_{к.б}$ и передачи суммированной скорости катушкам $n_{кк}$.

На ровничных машинах применяют дифференциальные механизмы двух типов: с водилом, передающим движение катушкам; с водилом, получающим движение от главного вала.

Каждый дифференциальный механизм состоит из основных звеньев (центральные колеса и водило) и сателлитов, оси которых перемещаются в пространстве.

Частоту вращения звеньев дифференциального механизма любого типа подсчитывают по универсальной формуле Виллиса:

$$\pm i = \frac{n_2 - n_{вод}}{n_1 - n_{вод}}, \quad (1)$$

где i – передаточное число между первой и последней шестернями дифференциального механизма; n_2 – частота вращения последней шестерни дифференциала, мин⁻¹; $n_{вод}$ – частота вращения водила, мин⁻¹; n_1 – частота вращения первой шестерни дифференциала, мин⁻¹.

При вращении первой и последней шестерни в одном направлении при передаточном числе i берут знак «плюс», при вращении в противоположных направлениях — знак «минус».

Дифференциал с водилом, получающим движение от главного вала (рис. 26). Первая шестерня механизма $z = 30$ зуб жестко закреплена на втулке 4, свободно сидящей на главном валу 1 машины и получающей движение от конических барабанчиков. Водило 3 жестко закреплено на главном валу и является одновременно кожухом дифференциального механизма. Водило имеет два свободно вращающихся шпинделя. На одном шпинделе жестко закреплены две шестерни $z = 25$ зуб., на другом также две шестерни — $z = 25$ и $z = 15$ зуб.

Последняя шестерня $z = 90$ зуб. с внутренним зацеплением получает суммарное движение от шестерни $z = 15$ зуб. Шестерня $z = 90$ зуб. насажена на втулку 2, на которую насажена и звездочка $z = 34$ зуб., передающая движение катушкам.

Передаточное число дифференциального механизма

$$i = \frac{30}{25} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{15}{90} = +\frac{1}{5}.$$

Перед передаточным числом стоит знак плюс, так как первая и последняя шестерни вращаются в одну сторону.

Решая уравнение (1) относительно n_2 , получим

$$n_2 = n_{вод} - n_{вод} \cdot i + n_1 \cdot i.$$

Для данного дифференциала $n_2 = n_{KK}$, $n_1 = n_{К.Б.}$, $n_{вод} = n_{Г.В.}$

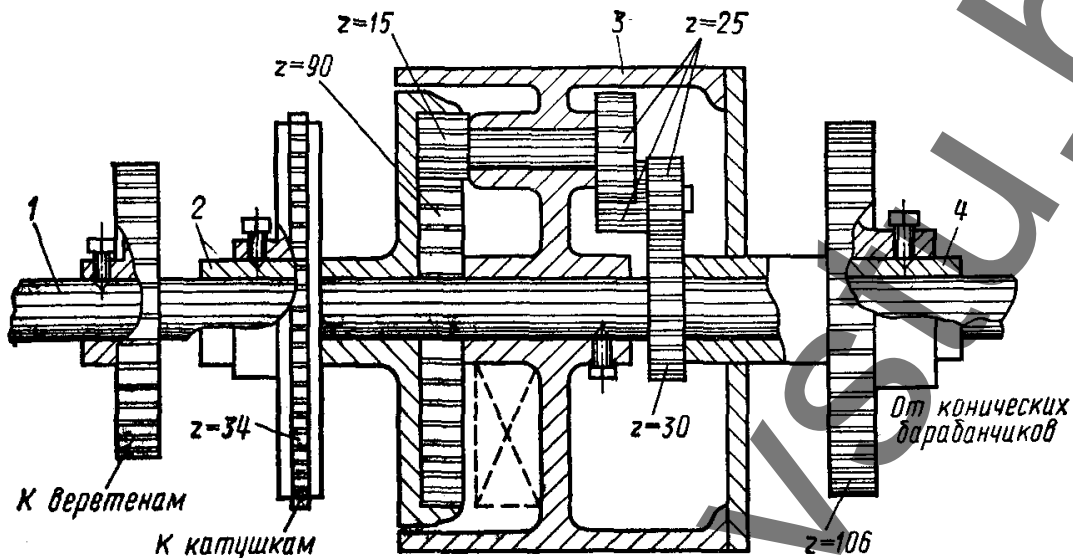


Рисунок 26 – Дифференциальный механизм с водилом, получающим движение от главного вала

Отсюда

$$n_{KK} = n_{Г.В.} - n_{Г.В.} \cdot i + n_{К.Б.} \cdot i, \quad \text{но } i=1/5.$$

Тогда

$$n_{KK} = n_{Г.В.} \cdot \frac{4}{5} + n_{К.Б.} \cdot \frac{1}{5} \quad (2)$$

Дифференциал с водилом, передающим движение катушкам (рис. 27). Такой дифференциал используют на отечественных машинах. Шестерня $z_1 = 32$ зуб. является первой шестерней дифференциала; она жестко посажена на втулке 2, которая свободно вращается на главном валу 1. На другом конце этой втулки имеется звездочка $z = 24$ зуб., получающая движение от конических барабанчиков.

Шестерня $z = 96$ зуб. с внутренним зацеплением является последней шестерней дифференциала и жестко посажена на главном валу. Водило 3 представляет собой звездочку $z = 24$ зуб., которая свободно вращается на втулке 2 и передает суммарное движение катушкам.

В водиле 3 закреплены два симметрично расположенных шпинделя, на которых сидят шестерни $z = 32$ зуб., находящиеся в зацеплении с первой шестерней $z_1 = 32$ зуб. и с последней шестерней $z = 96$ зуб. дифференциала.

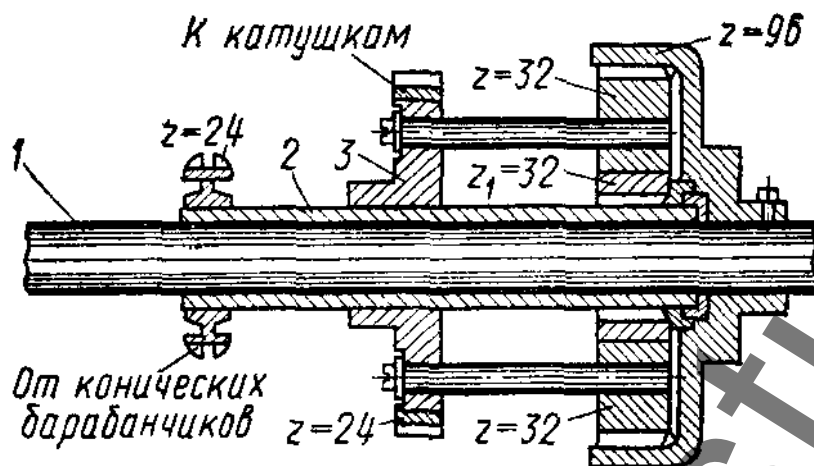


Рисунок 27 – Дифференциальный механизм с водилом, передающим движение катушкам

Передаточное число дифференциала

$$i = \frac{32}{32} \cdot \frac{32}{96} = -\frac{1}{3}$$

Передаточное число имеет знак минус, так как при остановленном водиле последняя шестерня $z = 96$ зуб. дифференциала будет вращаться в сторону, обратную вращению первой шестерни $z_1 = 32$ зуб. Применяя формулу (1) и решая это уравнение относительно $n_{вод}$, получим

$$n_{вод} = \frac{n_2}{1-i} - \frac{n_1 \cdot i}{1-i}$$

Подставим числовое значение $i = -1/3$, тогда

$$n_{вод} = \frac{3}{4}n_2 + \frac{1}{4}n_1$$

Учитывая, что $n_{вод} = n_{КК}$ $n_2 = n_{Г.В.}$ $n_1 = n_{К.Б.}$,

получим

$$n_{КК} = \frac{3}{4}n_{Г.В.} + \frac{1}{4}n_{К.Б.} \quad (3)$$

Привод катушек на современных ровничных машинах осуществляется от индивидуального электродвигателя с помощью зубчатых ремней (рис. 28)

Механизм управления, работающий автоматически, имеет следующее технологическое назначение: по мере увеличения диаметра катушки уменьшает частоту вращения катушки и скорость движения верхней каретки, раскладывает витки ровницы по уменьшающейся образующей катушки для образования конусов.

Это осуществляется перемещением ремня на конических барабанчиках, изменением направления движения каретки, уменьшением подъема (размаха) каретки.

Механизм управления (замок) ровничной машины показан на рис. 29.

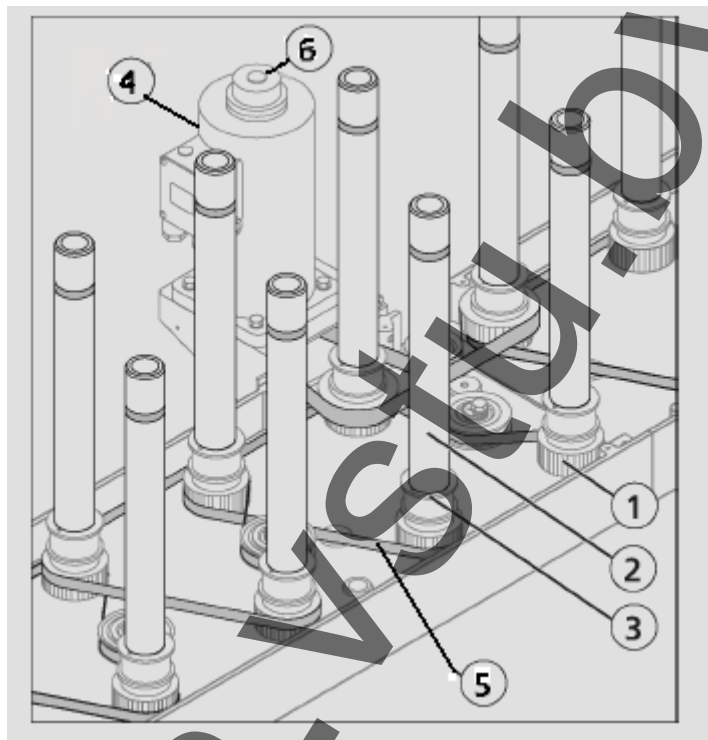


Рисунок 28 – Привод катушек:

- 1 – зубчатые колеса, 2 – патроны,
3 – поводки, 4 – электродвигатель,
5 – зубчатый ремень привода катушек,
6 – датчик приращений

К верхней каретке 1 прикреплен кронштейн 2 с упорами 3, которые попеременно нажимают на гайку 4 при подъеме каретки и на гайку 5 при опускании ее.

Обе гайки отрезками входят в паз 6 кронштейна и при вращении винта 7 получают поступательное движение.

Винт-тяги 7 связан с корпусом 8, в котором помещена пружина 9 и ролик 10. На валу 11 свободно сидит коромысло 12, к которому пружиной 13 прижимаются собачки 14 и 15. Коромысло тягой 16 связано с тарелочными шестернями 17 и 18, от которых получает движение подъемный вал верхней каретки. На коромысле 12 имеется упор 19, который попеременно выводит из зацепления с храповиком 20 собачки 21 и 22, прижатые к храповику пружиной 23.

На одной втулке с храповиком сидит сменная шестерня Z_{X1} , которая через шестерню 24, сменные шестерни Z_{X2} , Z_{X3} и Z_{X4} передает движение валу 25, а от него через шестерни 26 и 27 вращательное движение винту-тяги 7.

На валу 28 закреплен барабан 29, на который наматывается трос 30, находящийся под постоянным натяжением, создаваемым грузом 31 через натяжные ролики 32 и 33. Трос 30 с помощью отводки 34 передвигает ремень 35 на конических барабанчиках 36 и 37. От нижнего конического барабанчика через шес-

терни Z_1 и Z_2 , вал 38, трехходовой червяк 39, червячную шестерню 40, коническую 41 и тарелочные шестерни 17 и 18 движение передается подъемному валу 42 верхней каретки.

Механизм подъема нижнего конического барабанчика служит для выключения переменной скорости катушек и хода верхней каретки, для включения механизма управления, а также для образования напуска ровницы при снятии полного съема.

Первая функция механизма управления (замка) — передвижение ремня на конических барабанчиках, благодаря чему по мере увеличения диаметра намотки уменьшаются частота вращения катушки и скорость движения каретки. При изучении этой функции рассматривают все детали и их взаимосвязь при передвижении ремня.

При движении каретки вверх упор 3 встречает гайку 4 и тянет вверх винт-тягу 7, на нижнем конце которого находится корпус 8 с пружиной 9 и роликом 10. Ролик, поднимаясь по наклонной плоскости коромысла 12, сжимает пружину 9, что увеличивает давление на верхнее плечо коромысла. При дальнейшем подъеме ролика корпус 8 освобождает собачку 15, прижатую к коромыслу пружиной 13.

Под действием сжатой пружины 9 ролик давит на плечо коромысла и поворачивает его на определенный угол вокруг вала 11. Одновременно с поворотом коромысла 12 упор 19 освобождает собачку 22 из зацепления с храповиком 20. Под действием усилия, создаваемого грузом 31, храповик поворачивается на ползуба до встречи с собачкой 21, которая прижимается к храповику пружиной 23.

На одной втулке с храповиком сидит шестерня Z_{X1} , которая через шестерни 24, Z_{X2} и вал 28 связана с барабаном 29.

При отключении собачки 22 под действием груза 31 тросом 30 через натяжные ролики 32 и 33, отводку 34 ремень 35 передвигается вдоль конических барабанчиков вправо (верхний барабанчик ведущий), благодаря чему уменьшается частота вращения катушек и скорость движения каретки.

Когда изучают изменение направления движения каретки, обращают внимание на детали и их взаимосвязь при переключении тарелочных шестерен.

Как уже указывалось, коромысло 12 поворачивается вокруг вала 11. Тягой 16 тарелочные шестерни 17 и 18 перемещаются из одного крайнего положения в другое: шестерня 18 выводится из зацепления, а шестерня 17 вводится в зацепление с конической шестерней 41. Подъемный вал 42 начинает вращаться в обратном направлении, в результате чего изменяется направление движения каретки — она опускается.

При изучении уменьшения подъема (размаха) верхней каретки разбирают все детали от храповика до винта-тяги. При повороте храповика 20 на ползуба через шестерни Z_{X1} , 24, Z_{X2} , Z_{X3} , Z_{X4} вал 25 поворачивает шестерни 26, 27 и винт-тягу 7.

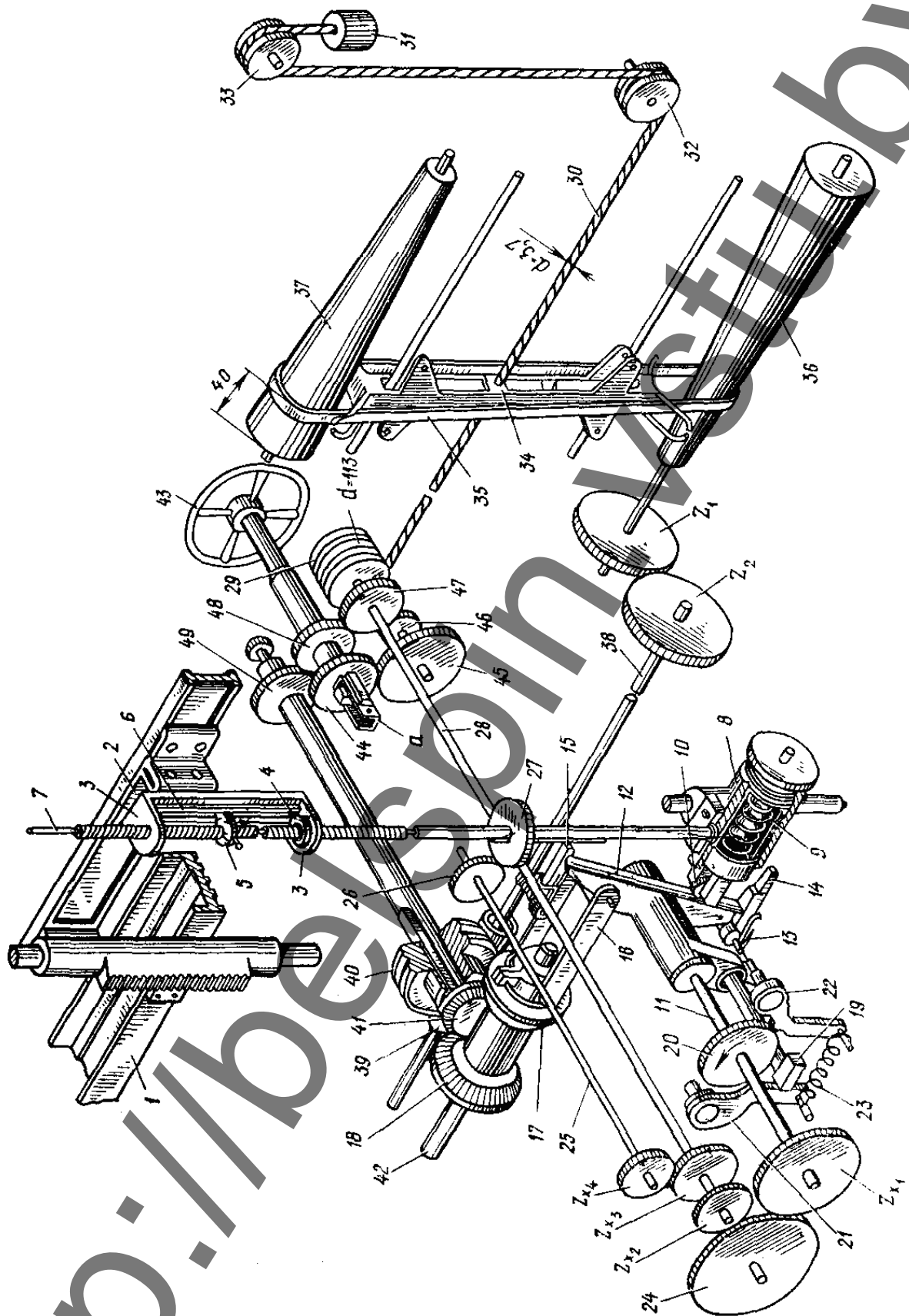


Рисунок 29 – Механизм управления (замок)

Благодаря тому, что винт-тяги 7 имеет правую и левую нарезки, гайки 4 и 5 удаляются друг от друга и приближаются к упорам 3. При этом уменьшается свободный ход между гайками и упором. Каретка при следующем переключении механизма не доходит до своего крайнего положения и ее ход уменьшается. Благодаря этому на катушке образуются конуса.

После наработки полного съема на машинах более ранних конструкций механизм управления приводят в исходное положение вручную, вращая маховик 43, предварительно ослабив натяжение ремня на конических барабанчиках. При этом валик с маховиком выдвигают на себя до тех пор, пока шпонка *a* не войдет в паз шестерни 44.

При вращении маховика 43 через шестерни 44, 45, 46, 47, вал 28, шестерни Z_{X2} , 24 и Z_{X1} храповик 20 поворачивается в обратном направлении. Одновременно на барабан 29 наматывается трос 30, груз 31 поднимается и ремень на конических барабанчиках передвигается в крайнее левое положение. Через шестерни Z_{X3} , Z_{X4} , вал 25, шестерни 26 и 27 винт-тяги 7 поворачивается в обратном направлении и гайки 4 и 5 сближаются. Шестерни 48 и 49 необходимы при подъеме верхней каретки вручную.

При наработке паковок заданного диаметра машины Р-260-5 и Р-192-5 нажатием кнопки на пульте управления автоматически механизм управления приводится в исходное рабочее положение.

После изучения работы механизма управления рассматривают основные дефекты намотки, которые получаются при его разладке. Слишком малый угол наклона конуса на катушке получается при большом передаточном отношении

$\frac{Z_{X3}}{Z_{X4}}$, слишком большой угол наклона конуса на катушке — при малом пере-

даточном отношении $\frac{Z_{X3}}{Z_{X4}}$. Тугая или слабая намотка получается при неправильно выбранном числе зубьев шестерен Z_{X1} и Z_{X2} .

Методические указания

Подробно разбирают устройство веретена, посадку его в подпятнике, закрепленном в нижней каретке, и вторую опору веретена — втулку, закрепленную в верхней каретке.

Рассматривают обе ветви рогульки, изучают назначение и конструкцию лапки, ее вертикальное и горизонтальное плечо. Обращают внимание на различные виды насадок. Выясняют требования, предъявляемые государственным стандартом к конструкции веретен, рогулек (уравновешивание веретена и рогульки, качество изготовления рогулек, совпадение осей веретена, втулки и подпятника, обеспечение минимального износа трущихся поверхностей, равномерность вращения веретен). Затем снимают необходимые размеры с веретен, устанавливаемых на машинах различных марок, и составляют таблицу по форме 3.

Основные (номинальные) размеры веретен (см. рис. 16)

Типоразмер веретен	Подъем каретки, мм	L	D	l	l_1	d
L-D (например, 910-19)						

После этого делают чертеж рогульки и проставляют необходимые размеры в соответствии с рисунком 17.

Для определения влияния распространителей крутки на массу паковки одновременно на одной ровничной машине нарабатывают 5 катушек ровницы любой линейной плотности с насадкой в рогульках и 5 катушек без насадок. Взвешивают катушки, определяют среднюю массу в каждом случае и кратко объясняют полученные результаты.

Для анализа результатов кручения сравнивают расчетное и фактическое значение коэффициентов крутки путем проведения следующей работы:

- 1) определяют линейную плотность ровницы T_p по массе пяти 10-метровых отрезков;
- 2) определяют тахометром частоту вращения переднего цилиндра n_u (мин^{-1});
- 3) определяют тахометром (или по кинематической схеме) частоту вращения веретен n_e (мин^{-1});
- 4) рассчитывают крутку ровницы K_ϕ (кр/м) по формуле

$$K_\phi = \frac{n_e}{\pi \cdot d_u \cdot n_u};$$

- 5) рассчитывают фактический коэффициент крутки $\alpha_{T.\phi.}$ по формуле

$$\alpha_{T.\phi.} = K_\phi \sqrt{T_p};$$

- 6) по кинематической схеме определяют константу крутки (const K) как передаточное число от переднего цилиндра к веретену, деленное на окружность цилиндра в метрах;
- 7) подсчитывают число зубьев крутильной шестерни Z_{kp} , установленной на машине;
- 8) определяют расчетную крутку K_p по формуле

$$K_p = \frac{\text{const}K}{Z_{kp}};$$

- 9) определяют расчетный коэффициент крутки

$$\alpha_{T.p.} = K_p \sqrt{T_p};$$

- 10) сравнивают фактический и расчетный коэффициенты крутки и при расхождении объясняют причину.

Чтобы подтвердить правильность расчета скоростного режима и заправки машины, проводят работу на заправленной машине по следующему плану:

- 1) определяют тахометром частоту вращения переднего цилиндра $n_{ц}$ (мин^{-1}) и вычисляют скорость выпуска мычки V_M (м/мин);
- 2) определяют линейную плотность ровницы T_P по массе пяти 10-метровых отрезков;
- 3) определяют производительность одного веретена за 10 мин работы $P_в$ (г) по формуле

$$P_в = \frac{V_M \cdot 10 \cdot T_P}{1000};$$

- 4) делают маркером отметку на трех катушках, пускают машину на 10 минут. Затем останавливают машину, снимают катушки, отматывают ровницу с каждой катушки до отметки, взвешивают и определяют среднюю массу ровницы G (г), наработанной веретеном за 10 мин.;
- 5) сравнивают полученные производительности одного веретена за 10 мин. $P_в$ и среднюю массу ровницы G , наработанной веретеном за 10 мин., и при расхождении результатов объясняют причину.

В начале изучения структуры намотки рассматривают катушки с намотанным первым слоем ровницы и полную катушку, посадку катушки на втулку, устанавливают назначение конусов намотки и как они образуются. Замеряют высоту первого и последнего слоев намотки ровницы, длину витка (среднее из пяти замеров) в первом и последнем слоях. Приложив линейку к катушке, подсчитывают число витков S_y ровницы на 1 см высоты намотки в первом и последнем слоях. Затем подсчитывают число витков S_x ровницы на 1 см радиуса намотки. Для этого замеряют длину окружности намотки на катушке, определяют радиус намотки, сматывают 15 – 20 слоев, снова определяют длину и радиус намотки. Число витков определяют по формулам, полученные результаты сравнивают и делают выводы.

После изучения структуры намотки катушки проверяют расхождение в диаметре катушки при n слоях — фактическом и определенном по приведенной выше формуле.

Прежде чем приступить к изучению дифференциальных механизмов, необходимо твердо усвоить, почему катушки не должны получать движение только от главного вала или только от конических барабанчиков. Затем последовательно по чертежам и на действующих моделях дифференциальных механизмов изучают конструкцию и отдельные детали механизма.

После изучения конструкции дифференциальных механизмов рассматривают цепную передачу от дифференциального механизма к катушкам.

Для сравнения расчетной и фактической скорости подъема каретки и для проверки соответствия диаметра катушки при фактическом и расчетном числе слоев n работу выполняют по следующему плану:

- 1) на заправленной машине замеряют диаметр намотки dn (см);
- 2) замеряют высоту намотки данного слоя H (см);
- 3) подсчитывают число витков на 1 см высоты намотки S_y ;

- 4) измеряют диаметры верхнего и нижнего конических барабанчиков, соответствующие положению ремня при намотке данного слоя d_B и d_H (см);
- 5) пускают машину и определяют секундомером время хода каретки t (мин);
- 6) находят фактическую скорость хода каретки $V_{кар.ф.}$ (м/мин) по формуле

$$V_{кар.ф.} = \frac{H}{t};$$

- 7) определяют счетчиком частоту вращения переднего цилиндра n_u (мин⁻¹) и подсчитывают длину ровницы L , выпускаемой в минуту передним цилиндром;
- 8) определяют расчетную скорость каретки $V_{кар.р.}$ (м/мин) по формуле

$$V_{кар.р.} = \frac{\pi \cdot d_u \cdot n_u \cdot 0.01}{\pi \cdot d_H \cdot S_y}$$

- результаты, полученные в п.6 и 8, сравнивают и объясняют;
- 9) по кинематической схеме и данным, полученным выше, вычисляют частоту вращения подъемного вала n_n (мин⁻¹);
 - 10) по шагу реечных шестерен t_p и расчетной скорости каретки $V_{кар.р.}$ вычисляют число зубьев реечной шестерни Z_p по формуле

$$Z_p = \frac{V_{кар.р.}}{n_{II} \cdot t_p};$$

- 11) полученное по формуле число зубьев реечной шестерни сравнивают с числом зубьев реечной шестерни, установленной на машине; при расхождении результатов объясняют причину;
- 12) по кинематической схеме при данном положении ремня на конических барабанчиках подсчитывают частоту вращения катушки n_K (мин⁻¹);
- 13) по кинематической схеме подсчитывают частоту вращения веретен n_e (мин⁻¹);
- 14) подсчитывают d_H данного слоя намотки по формуле

$$L = \pi \cdot d_H (n_K - n_e)$$

и сравнивают с результатами, полученными в пункте 1.

После изучения дифференциального механизма изучают механизм управления последовательно по отдельным выполняемым функциям.

План отчета

1. Составить сравнительную таблицу размеров веретен по форме 3.
2. Начертить схему рогульки с необходимыми размерами.
3. Описать работу по сравнению расчетного и фактического коэффициента крутки и ее результаты.

4. Описать работу по сравнению фактической и расчетной производительности и ее результаты.
5. Рассчитать число витков на 1 см высоты намотки и радиуса намотки по формулам и сравнить с фактическими данными.
6. Рассчитать диаметр катушки при n слоях намотки, сравнить с фактическим числом слоев и дать необходимые объяснения.
7. Начертить схемы дифференциальных механизмов.
8. Описать работу по сравнению фактических и расчетных значений скорости каретки и диаметра намотки.
9. Описать функции механизма управления.
10. Начертить схемы узлов механизма управления, связанных с выполнением отдельных функций.

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РОВНИЧНОЙ МАШИНЫ. ВЫРАБОТКА РОВНИЦЫ ЗАДАННОГО КАЧЕСТВА

Цель лабораторной работы

Освоить методику расчета скоростей, вытяжек, крутки, сменных элементов и перезаправки ровничной машины.

Задания

1. Произвести технологический расчет ровничной машины для ровницы заданной линейной плотности.
2. Сделать расчет перезаправки машины для выработки ровницы другой линейной плотности.

Основные сведения

Для выполнения кинематического расчета ровничной машины Р-168-3 необходимо задаться согласно индивидуального задания:

- системой прядения;
- линейной плотностью ленты T_l (текс);
- линейной плотностью ровницы T_r (текс);
- длиной волокна l_v (мм);
- диаметрами сменных блоков D_1 и D_2 (мм);
- соотношением частных вытяжек $\frac{e_3}{e_1}$.

3.1 Расчет частоты вращения веретен

По кинематической схеме (см. рис. 3) частота вращения веретен

$$n_g = 1450 \frac{D_1 \cdot 24 \cdot 51 \cdot 32}{D_2 \cdot 24 \cdot 68 \cdot 21} \cdot 0.98, \quad (4)$$

где D_1 – диаметр блока на валу электродвигателя; D_2 – диаметр блока на главном валу машины; 0,98 – коэффициент скольжения клиновидных ремней.

Рекомендуются следующие диаметры сменных блоков:

D_1	D_2
100	270
100	224
112	224
130	224
140	224
150	200
150	220
160	200

3.2 Расчет вытяжки и числа зубьев вытяжных шестерен

Общую вытяжку в вытяжном приборе можно определить, зная линейную плотность перерабатываемых полуфабрикатов

$$E = \frac{T_l}{T_p} \quad (5)$$

Кроме этого, общая вытяжка в вытяжном приборе равна произведению частных вытяжек в каждой зоне и между зонами:

$$E = e_1 \cdot e_2 \cdot e_3, \quad (6)$$

где e_1 – частная вытяжка в задней зоне вытягивания (между IV и III цилиндрами); e_2 – частная вытяжка в средней зоне вытягивания (между III и II цилиндрами); e_3 – частная вытяжка в передней зоне вытягивания (между II и I цилиндрами).

Вытяжка e_1 в задней зоне определяется как отношение окружной скорости третьего цилиндра к окружной скорости четвертого цилиндра. По кинематической схеме имеем

$$e_1 = \frac{\pi \cdot d_{III} \cdot n_{III}}{\pi \cdot d_{IV} \cdot n_{IV}} = \frac{32 \cdot 22 \cdot Z_{e2}}{32 \cdot 18 \cdot 18} = 0,0679 \cdot Z_{e2}. \quad (7)$$

Вытяжка в средней зоне

$$e_2 = \frac{\pi \cdot d_{II} \cdot n_{II}}{\pi \cdot d_{III} \cdot n_{III}} = \frac{28 \cdot 32 \cdot 18}{32 \cdot 24 \cdot 20} = 1,05. \quad (8)$$

Вытяжка в передней зоне

$$e_3 = \frac{\pi \cdot d_I \cdot n_I}{\pi \cdot d_{II} \cdot n_{II}} = \frac{32 \cdot 20 \cdot 24 \cdot 25 \cdot 100}{28 \cdot 18 \cdot 32 \cdot Z_{e1} \cdot 20} = \frac{119}{Z_{e1}}. \quad (9)$$

Тогда общая вытяжка в вытяжном приборе (подставим в выражение (6) соотношения (7), (8), (9)):

$$E = e_1 \cdot e_2 \cdot e_3 = 0,0679 \cdot Z_{e2} \cdot 1,05 \cdot \frac{119}{Z_{e1}} = 8,484 \frac{Z_{e2}}{Z_{e1}}. \quad (10)$$

Выразим из выражения (10) сменную шестерню Z_{e1} :

$$Z_{e1} = \frac{8,484 \cdot Z_{e2}}{E}. \quad (11)$$

Соотношение частных вытяжек

$$\frac{e_3}{e_1} = \frac{119}{Z_{e1} \cdot 0,0679 \cdot Z_{e2}} = \frac{1752,58}{Z_{e1} \cdot Z_{e2}}. \quad (12)$$

Рассчитать по формуле (5) общую вытяжку и задаваясь соотношением $\frac{e_3}{e_1}$ решить систему из двух уравнений (11) и (12) и определить значения сменных шестерен Z_{e1} и Z_{e2} .

3.3 Расчет крутки и числа зубьев крутильной шестерни

Крутку ровницы можно определить по формуле

$$K = \frac{100 \cdot \alpha_T}{\sqrt{T_P}}, \quad (13)$$

где α_T – коэффициент крутки ровницы [выбираем из табл. 4-6]

По кинематической схеме крутка ровницы:

$$K = \frac{n_g}{\pi \cdot d_{Iu} \cdot n_{Iu}}, \quad (14)$$

где d_{Iu} , n_{Iu} – диаметр, мм, и частота вращения переднего цилиндра, мин^{-1} ;
 n_g – частота вращения веретен, мин^{-1} .

Таблица 4 – Коэффициент крутки α_T ровницы в кардном прядении [5]

Линейная плотность ровницы, текс	Длина волокна, мм								
	38/40	37/39	35/37	33/34	32/33	31/32	30/31	29/30	28/29
Более 1110	7,02	7,24	8,03	9,8	9,93	10	10,15	10,23	10,38
770 – 1000	7,45	7,62	8,27	9,93	10,08	10,28	10,28	10,38	10,46
588 – 714	7,9	8,16	8,53	10,38	10,59	10,59	10,85	10,75	10,88
476 – 556	8,27	8,5	8,93	11,08	11,08	11,19	11,45	11,58	11,64
400 – 455	8,53	8,78	9,44	11,45	11,58	11,64	11,7	11,9	11,96
334 – 384	8,73	8,93	9,68	11,58	11,64	11,77	11,9	11,96	12,09
286 – 323	8,97	9,26	9,93	11,7	11,83	11,9	12,06	12,15	12,21
250 – 278	9,26	9,57	10,23	11,90	11,96	12,15	12,21	12,34	12,4
217 – 244	9,57	9,8	10,38	11,96	12,09	12,21	12,28	12,4	12,46
188 – 213	9,92	10,08	10,65	12,15	12,3	12,4	12,46	12,69	12,81
167 – 186	10,08	10,23	11,08	12,41	12,59	12,69	12,81	12,91	13,04
133 – 164	10,23	10,4	11,19	12,59	12,69	12,81	12,91	13,04	13,13
118 – 130	10,4	10,55	11,32	12,69	12,81	12,91	13,04	13,13	--
95 – 119	10,65	10,88	11,45	12,81	12,91	13,04	13,13	--	--
95 и менее	10,88	11,08	11,58	12,91	13,04	13,13	--	--	--

Таблица 5 – Коэффициент крутки α_T ровницы в гребенном прядении

Линейная плотность ровницы, текс	Длина волокна, мм				
	38/40	37/39	35/37	33/34	32/33
До 1110	6,72	6,9	7,64	9,35	9,45
770 – 1000	7,11	7,25	7,85	9,45	9,6
588 – 714	7,52	7,77	8,12	9,89	10,05
476 – 556	7,88	8,12	8,5	10,56	10,56
400 – 455	8,12	8,37	9	10,9	11,02
334 – 384	8,37	8,56	9,2	11,02	11,08
286 – 323	8,56	8,81	9,45	11,16	11,23
250 – 278	8,81	9,14	9,76	11,3	11,39
217 – 244	9,14	9,35	9,89	11,39	11,5
188 – 213	9,45	9,6	10,13	11,56	11,71
167 – 186	9,6	9,76	10,56	11,88	11,97
133 – 164	9,76	9,89	10,63	11,97	12,07
118 – 130	9,89	10,05	10,78	12,07	12,19
95 – 119	10,13	10,35	10,9	12,19	12,28
95 и менее	10,35	10,56	11,02	12,28	12,41

Таблица 6 – Коэффициент крутки α_T ровницы, полученной из смесей средневолокнистого хлопка с химическими волокнами

Линейная плотность ровницы, текс	Хлопковое (75 – 60%), вискозное 0,167 текс (25 – 40%) волокна	Хлопковое (40 – 30%), вискозное 0,167 текс (60 – 70%) волокна	Хлопковое (70%), полиэфирное (30%) волокна	Вискозное волокно 0,167 текс длиной 38 мм	Вискозное волокно 0,312 – 0,333 текс длиной 38 мм
1110 – 1666	8,2	7,7	7,27	6	7,7
769 – 1000	8,54	8,5	7,5	6,32	8,22
588 – 714	8,85	8,22	7,75	6,64	8,7
476 – 555	9,17	8,54	7,9	7,11	9,17
400 – 55	9,5	8,85	8,15	7,43	9,5
333 – 385	9,65	9,17	8,4	7,57	9,65
286 – 323	9,75	9,3	8,7	7,75	9,8
250 – 278	9,95	9,5	9	7,9	9,95

Определяем число оборотов веретен за один оборот главного вала

$$n_6 = \frac{1 \cdot 24 \cdot 51 \cdot 32}{24 \cdot 68 \cdot 21} \quad (15)$$

Длина ровницы, выпускаемой передним цилиндром за один оборот главного вала,

$$\pi \cdot d_{1ц} \cdot n_{1ц} = 1 \cdot 3,14 \cdot 0,032 \frac{Z_{KP} \cdot 20}{38 \cdot 100} \quad (16)$$

Подставив найденные значения (15) и (16) в формулу крутки (14) получим

$$K = \frac{1 \cdot 24 \cdot 51 \cdot 32 \cdot 38 \cdot 100}{24 \cdot 68 \cdot 21 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 0,032 \cdot Z_{KP} \cdot 20} = \frac{2161}{Z_{KP}} \quad (17)$$

Рассчитав крутку по формуле (13) и подставив ее значение в выражение (17), можно определить число зубьев крутильной шестерни:

$$Z_{KP} = \frac{2161}{K} \quad (18)$$

3.4 Определение числа зубьев сменной мотальной шестерни

Число зубьев мотальной шестерни определяет частоту вращения катушки и, следовательно, натяжение ровницы между катушкой и выпускной парой вытяжного прибора.

Натяжение ровницы на этом участке зависит от вытяжки, которую можно определить по формуле

$$E_0 = \frac{V_H}{V_{I\alpha}}, \quad (19)$$

где V_H – скорость наматывания, м/мин; $V_{I\alpha}$ – скорость переднего цилиндра вытяжного прибора, м/мин.

Скорость наматывания

$$V_H = \pi \cdot d_H \cdot n_H = \pi \cdot d_H (n_K - n_B), \quad (20)$$

где d_H – диаметр наматывания, м; n_K – частота вращения катушки, мин^{-1} ; n_B – частота вращения веретена, мин^{-1} .

Частоту вращения катушки определяют, зная частоту вращения водила дифференциального механизма:

$$n_K = n_{\text{вод}} \cdot i_{\text{Д-К}}, \quad (21)$$

где $i_{\text{Д-К}}$ – передаточное число от дифференциала к катушкам.

Частоту вращения водила определяем, исходя из формулы Виллиса (1):

$$n_{\text{вод}} = \frac{n_2 + n_1 \cdot i}{1 + i}, \quad (22)$$

где n_2 – частота вращения последней шестерни дифференциала, мин^{-1} ; n_1 – частота вращения первой шестерни, мин^{-1} ; i – передаточное число дифференциала.

Пользуясь кинематической схемой, определяем частоту вращения последней шестерни дифференциала

$$n_2 = n_{\text{Г.В.}} = n_{\text{ос}} \frac{D_1}{D_2} \eta, \quad (23)$$

где $\eta = 0,98$ – коэффициент скольжения клиновидных ремней.

Далее рассчитываем частоту вращения первой шестерни

$$n_1 = n_2 \cdot \frac{Z_{KP}}{38} \cdot \frac{D_6}{D_H} \cdot 0,97 \cdot \frac{24}{81} \cdot \frac{52}{Z_M} \cdot \frac{24}{24} = n_2 \cdot \frac{Z_{KP}}{38} \cdot \frac{153,8}{82,5} \cdot 0,97 \cdot \frac{24}{81} \cdot \frac{52}{Z_M} \cdot \frac{24}{24} =$$

$$= 0,733 \cdot n_2 \cdot \frac{Z_{KP}}{Z_M}.$$

В начальный момент наматывания, когда ровница наматывается на пустую катушку, ремень находится в начальном положении, которому соответствуют диаметры конических барабанчиков: $D_B = 153,8$ мм, $D_H = 82,5$ мм.

Подставив рассчитанные значения n_2 по формуле (23) и Z_{KP} по формуле (18) получим

$$n_1 = \frac{const}{Z_M}. \quad (24)$$

Передаточное число дифференциала

$$i = \frac{32}{96} = \frac{1}{3}.$$

Подставляем рассчитанные значения n_2 из формулы (23) и n_1 из формулы (24) в выражение (22) с учетом передаточного отношения дифференциала. Получим

$$n_{\text{вод}} = \frac{n_2 + \frac{const}{Z_M} \cdot \frac{1}{3}}{1 + \frac{1}{3}} = \frac{3}{4} n_2 + \frac{1}{4} \cdot \frac{const}{Z_M}. \quad (25)$$

Подставляем найденное значение частоты вращения водила (25) в выражение (21)

$$n_K = \left(\frac{3}{4} n_2 + \frac{1}{4} \cdot \frac{const}{Z_M} \right) \frac{24}{24} \cdot \frac{24}{24} \cdot \frac{32}{21} = 1,524 \left(\frac{3}{4} n_2 + \frac{1}{4} \cdot \frac{const}{Z_M} \right). \quad (26)$$

Частоту вращения веретена определяем по формуле (4).

Частота вращения переднего цилиндра вытяжного прибора

$$n_{I\alpha} = n_2 \cdot \frac{Z_{KP}}{38} \cdot \frac{20}{100} = 0,00526 \cdot n_2 \cdot Z_{KP}. \quad (27)$$

Полученные значения n_{Iu} из выражения (27), n_K из (26) и n_6 из (4) подставляем в формулу (19), определяющую вытяжку между катушкой и выпускным цилиндром, приняв диаметр наматывания равным диаметру пустой катушки ($d_n = 35$ мм):

$$E_0 = \frac{\pi \cdot 35 \cdot (n_K - n_6)}{\pi \cdot 32 \cdot n_{Iu}}. \quad (28)$$

Вытяжка между катушкой и выпускной парой вытяжного прибора не должна превышать 1,5%. Принимаем $E_0 = 1$.

Подставляем значение E_0 в формулу (28) и выражаем из него Z_M .

$$\text{Отсюда } Z_M = \frac{\text{const}}{E_0}.$$

3.5 Определение числа зубьев сменной подъемной шестерни

Число зубьев подъемной шестерни определяют по формуле

$$Z_{II} = \frac{\text{const}H}{S_y}, \quad (29)$$

где $\text{const} H$ – константа подъема.

$$\text{const}H = \frac{i_1 \cdot (i_K - i_6)}{Z_M \cdot i_2 \cdot Z_P \cdot t}, \quad (30)$$

где i_1 – передаточное число от нижнего конического барабанчика к дифференциальному механизму без учета мотальной шестерни; i_2 – передаточное число от нижнего конического барабанчика к подъемной рейке без учета подъемной шестерни; i_K – передаточное число от дифференциала к катушкам; i_6 – передаточное число от главного вала к веретенам; Z_P – число зубьев реечной шестерни ($Z_P = 22$ зуб); t – шаг рейки, см (7,85 мм).

$$i_6 = \frac{24}{24} \cdot \frac{51}{68} \cdot \frac{32}{21} = 1,143,$$

$$i_K = \frac{24}{24} \cdot \frac{24}{24} \cdot \frac{32}{21} = 1,524,$$

$$\text{const}H = \frac{24 \cdot 52 \cdot 24 \cdot 81 \cdot 30 \cdot 42 \cdot 80 \cdot 110 \cdot 0.38}{81 \cdot Z_M \cdot 24 \cdot 24 \cdot 3 \cdot 16 \cdot 16 \cdot 22 \cdot 0.785} = \frac{16519}{Z_M}.$$

Высоту витка ровницы S_y определяют исходя из числа витков ровницы, приходящихся на 1 см высоты катушки,

$$S_y = \frac{B_T}{\sqrt{T_P}} \quad (31)$$

Значение эмпирического коэффициента B_T представлено в табл. 7.

Таблица 7 – Коэффициент B_T

Тр, текс	B_T	Тр, текс	B_T	Тр, текс	B_T
2500	49	476	71,7	263	86,2
2000	50,6	455	72,6	257	86,8
1668	52,2	435	73,6	250	87,5
1430	53,6	417	74,5	244	88
1250	55,4	400	76,2	238	88,5
1112	56,8	385	76,7	233	88,9
1000	58,1	370	77,8	227	89,5
910	59,4	357	79	200	95,4
833	60,6	345	79,6	182	87,3
770	61,9	333	80,5	167	99,2
714	63,2	323	81,4	154	101,2
666	64,5	313	82,1	143	102,8
625	65,7	303	82,8	133	104,2
588	67	294	83,6	125	105,5
556	69,2	286	84,4	118	106,8
526	69,5	278	85,3	111	107,7
500	70,5	270	85,6	106	108,6

3.6 Расчет числа зубьев шестерен механизма управления

Число зубьев сменных шестерен Z_{X1} и Z_{X2} зависит от линейной плотности ровницы. Приблизительно число зубьев можно определить, пользуясь формулой

$$\frac{1}{2 \cdot Z_{xp}} \cdot \frac{Z_{X1}}{Z_{X2}} \cdot \pi \cdot (d_{\delta} + d_T) = \frac{L_{раб}}{S_x \left(\frac{d_{II} - d_K}{2} \right)}, \quad (32)$$

где Z_{xp} – число зубьев храповика; d_{δ} – диаметр барабана, мм; d_T – диаметр троса, мм; $L_{раб}$ – длина рабочей части конических барабанчиков, мм (при диаметре катушки 35 мм $L_{раб} = 500$ мм; при диаметре катушки 41 мм $L_{раб} = 600$ мм); d_{II} – диаметр полной паковки, см; d_K – диаметр катушки, см; S_x – число слоев ровницы на 1 см диаметра катушки.

$$S_X = \frac{C_T}{\sqrt{T_p}} \quad (33)$$

Значения эмпирического коэффициента C_T выбирают из табл. 8.
Из выражения (32) получаем

$$\frac{Z_{X1}}{Z_{X2}} = \frac{L_{\text{раб}} \cdot 2 \cdot Z_{XP}}{S_d \left(\frac{d_{II} - d_K}{2} \right) \cdot \pi \cdot (d_{\delta} + d_T)} \quad (34)$$

По полученному отношению шестерен подобрать числа зубьев шестерен механизма управления из табл. 9.

Таблица 8 – Значение коэффициента C_T

Линейная плотность ровницы, текс	C_T
Более 589	436
556 – 286	446
278 – 196	455
192 – 147	465
145 – 118	474
116 – 100	484

Таблица 9 – Числа зубьев сменных шестерен механизма управления

Диаметр катушки, мм	Линейная плотность ровницы, текс	Z_{X1}	Z_{X2}
35	1430 – 250	50 – 40	21 – 41
	250 – 100	40 – 22	41 – 38
41	1430 – 250	50 – 31	21 – 42
	250 – 100	31 – 21	

Расчет числа зубьев конусных шестерен. Число зубьев шестерен Z_{X3} и Z_{X4} подбирают в зависимости от угла конуса намотки, пользуясь формулой

$$\frac{d_{II} - d_K}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{L_{\text{раб}} \cdot Z_{X3} \cdot 15 \cdot t_B}{\pi (d_{\delta} + d_T) Z_{X4} \cdot 15} \quad (35)$$

где t_B – шаг винта, равный 15,7 мм.

Решая уравнение относительно $\frac{Z_{X3}}{Z_{X4}}$, имеем

$$\frac{Z_{X3}}{Z_{X4}} = \frac{d_{II} - d_K}{2tg\alpha} \frac{\pi(d_{\delta} + d_T) \cdot 15}{L_{раб} \cdot 15 \cdot t_B} \quad (36)$$

В табл. 10 приведены числа зубьев конусных шестерен.

Правильность подбора подъемной шестерни и замковых шестерен необходимо проверять практически, так как во время наматывания происходит сплющивание ровницы в начале намотки катушки, а также происходит скольжение ремня на конических барабанчиках.

Таблица 10 – Числа зубьев сменных конусных шестерен

Диаметр катушки, мм	Угол наклона конуса намотки, град	Z _{X3}	Z _{X4}
35	45	30	20
	40	32	18
41	45	31	19
	40	33	17

3.7 Определение частоты вращения и линейной скорости рабочих органов машины

- 1) расчет частоты вращения главного вала $n_{Г.В.}$ проводим по формуле (23);
- 2) веретено n_B – используем формулу (4);
- 3) катушка (в начале наматывания) по передаче

$$n_K = \left(\frac{n_{Г.В.} + n_{Г.В.} \cdot \frac{Z_{KP}}{38} \cdot \frac{153,8}{82,5} \cdot 0,97 \cdot \frac{24}{81} \cdot \frac{52}{Z_M} \cdot \frac{24}{24} \cdot \frac{1}{3}}{1 + \frac{1}{3}} \right) \cdot \frac{24}{24} \cdot \frac{24}{24} \cdot \frac{32}{21} =$$

по первому уравнению наматывания

$$n_K = n_{\epsilon} + \frac{V_I \cdot E_0}{\pi \cdot d_H} = n_{\epsilon} + \frac{V_I \cdot 1,015}{3,14 \cdot 0,041} =$$

Значения частоты вращения катушки, рассчитанные по передаче и по первому условию наматывания, должны быть одинаковые.

4) используя кинематическую схему ровничной машины самостоятельно рассчитать частоту вращения и скорость:

- питающего цилиндра вытяжного прибора;
- второго по ходу продукта цилиндра вытяжного прибора;
- третьего по ходу продукта цилиндра вытяжного прибора;
- выпускного цилиндра вытяжного прибора;
- вала самоостанова (при его диаметре 32 мм);
- питающего вала (при его диаметре 70 мм);

3.8 Определение производительности машины

Теоретическая производительность одного веретена ровничной машины (кг/ч)

$$P_T = \frac{60 \cdot n_g \cdot T_p}{K \cdot 10^6}, \quad (37)$$

где n_g – частота вращения веретена, мин⁻¹; T_p – линейная плотность ровницы, текс; K – крутка ровницы, кр/м.

Норма производительности одного веретена ровничной машины (кг/ч) определяется по формуле

$$H = P_T \cdot КПВ, \quad (38)$$

где $КПВ$ – коэффициент полезного времени.

КПВ ровничной машины зависит от времени наработки съема ровницы, числа обрывов ее и числа веретен на машине. Он может иметь значения от 0,68 до 0,92.

При выработке ровницы:

большой линейной плотности			0,70 – 0,85
средней	»	»	0,73 – 0,92
малой	»	»	0,77 – 0,92.

3.9 Определение массы ровницы на катушке

Массу ровницы на катушке (г) определяем по формуле

$$g_P = V_P \cdot \Delta, \quad (39)$$

где V_P – объем ровницы на катушке, см³; Δ – плотность намотки ровницы, г/см³ (табл. 11).

Объем ровницы на катушке определяем по формуле

$$V_P = \frac{\pi}{12} [d_{II}^2 (3H_1 + 2H_0) - d_K^2 (3H_1 + 4H_0) + 2d_{II} \cdot d_K \cdot H_0], \quad (40)$$

где d_{II} – диаметр полной катушки, см; (см. табл. 1) d_K – диаметр пустой катушки, см; (см. табл. 1) H_1 – высота цилиндрической части катушки, см; H_0 – высота конуса катушки, см.

$$H_1 = H - 2H_0,$$

где H – высота подъема каретки, см (см. табл. 1).

$$H_0 = \frac{d_{II} - d_K}{2tg\alpha}, \quad (41)$$

где α – угол наклона образующей конуса к оси катушки ($\alpha = 45$ град).

Таблица 11 – Плотность намотки ровницы Δ

Линейная плотность ровницы, текс	Плотность намотки ровницы, г/см ³
1000	0,28
500	0,29
250	0,32
170	0,34
125	0,36
100	0,38
85	0,40
60	0,42

3.10 Определение времени наработки съема ровницы

Время наработки съема ровницы (ч) определяем по формуле

$$t = \frac{g_p}{P_T \cdot 10^3},$$

где g_p – масса ровницы на катушке, г; P_T – теоретическая производительность одного веретена, кг/ч.

3.11 Определение числа зубьев сменных шестерен при перезаправке

При перезаправке ровничной машины для выработки ровницы другой линейной плотности число зубьев сменных шестерен рассчитывают по перезаправочным формулам.

Число зубьев новой вытяжной шестерни

$$Z_{в.н} = Z_{в.с} \frac{T_n}{T_c},$$

где T_n – линейная плотность ровницы, которую необходимо выработать, текс; T_c – линейная плотность ранее вырабатываемой ровницы, текс; $Z_{B.C}$ – число зубьев ранее установленной вытяжной шестерни.

Число зубьев новой крутильной шестерни

$$Z_{K.H} = Z_{K.C} \sqrt{\frac{T_n}{T_c}},$$

где $Z_{K.C}$ – число зубьев ранее установленной крутильной шестерни.

Число зубьев новой подъемной шестерни

$$Z_{n.H} = Z_{n.C} \sqrt{\frac{T_n}{T_c}}$$

План отчета

1. Выполнить технологический расчет ровничной машины по индивидуальному заданию.
2. Выполнить расчет сменных шестерен в случае перезаправки машины на выпуск другой линейной плотности ровницы.

Индивидуальное задание для технологического расчета

№ варианта	Тл, текс	Тр, текс	D1, мм	D2, мм	Система прядения	Длина волокна, мм	e3/e1
1	2500	390	112	224	греб.	35/37	1,5
2	2600	400	130	224	греб.	33/34	1,5
3	2200	460	112	224	греб.	32/33	1,5
4	6100	900	130	224	греб.	33/34	1,5
5	3300	690	112	224	кард.	35/37	1,7
6	5000	1000	112	224	кард.	33/34	1,7
7	4500	770	130	224	кард.	35/37	1,6
8	4500	1000	130	224	кард.	29/30	1,6
9	4200	800	112	224	кард. смесов.	Хлопок 40%, вискоза 60%	1,7
10	4500	750	130	224	кард. смесов.	Хлопок 67%, вискоза 33%	1,5
11	2300	350	140	224	кард. смесов.	Хлопок 67%, вискоза 33%	1,5
12	3400	580	130	224	кард. смесов.	Хлопок 67%, полиэфир 33%	1,7

ЛИТЕРАТУРА

1. Бадалов, К. И. Лабораторный практикум по прядению хлопка и химических волокон / К. И. Бадалов [и др.]. – Москва : Легкая индустрии, 1986. – 464 с.
2. Миловидов, Н. Н. Прядение хлопка : учебн. для средн. спец. учеб. заведений текстильной пром-сти. Ч.1 / Н. Н. Миловидов. – Москва : Легкая индустрия, 1976. – 312 с.
3. Осьмин, Н. А. Лабораторный практикум по механической технологии текстильных материалов / Н. А. Осьмин [и др.]. – Легкая индустрия, 1976. – 552 с.
4. Коган, А. Г. Технология и оборудование для производства ровницы и пряжи : учебное пособие / А. Г. Коган, Н. В. Скобова ; под ред. А. Г. Когана. – Витебск : УО «ВГТУ», 2009. – 240 с.
5. Справочник по хлопкопрядению / В. П. Широков [и др.] ; под ред. В. П. Широкова. – Москва : Легкая и пищевая промышленность, 1985. – 472 с.