

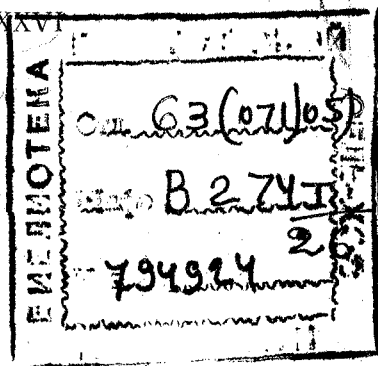
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР
ЛАТВИЙСКАЯ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ

Г. А. ХАЙЛИС
доцент, кандидат технических наук

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ЛЬНОУБОРОЧНЫХ МАШИН

ТРУДЫ
ВЕЛИКОЛУКСКОГО СЕЛЬХОЗИНСТИТУТА

Выпуск XXVI



РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

профессор А. К. Куклин (*ответственный редактор*), доценты
Г. В. Калачев (*зам. ответственного редактора*), Е. П. Доро-
феев, Л. А. Заколотина-Митина, Л. А. Никонов, Н. Ф. Ани-
симов, В. Н. Рябцев.

ВВЕДЕНИЕ

Льноводство в нашей стране является важной отраслью сельскохозяйственного производства. В сырьевом балансе текстильной промышленности СССР лен-долгунец занимает второе место после хлопка. И в будущем льняное волокно будет одним из основных видов волокон, используемых промышленностью.

Решениями XXIV съезда КПСС предусматривается дальнейшее увеличение производства продукции льноводства. Об этом же говорится в решениях июльского (1970 г.) Пленума ЦК КПСС. В докладе Генерального секретаря ЦК КПСС Л. И. Брежнева на Пленуме указывается, что «на основе механизации и внедрения промышленной переработки льна надо добиться повышения урожайности льна-долгунца и качества волокна, обеспечить в 1975 году закупки льна-волокна в размере 520 тыс. тонн».

Уборка льна является одним из наиболее важных этапов при его возделывании. Для механизации уборки льна-долгунца ведутся большие работы по созданию новых и совершенствованию уже выпускающихся машин. Создание высокопроизводительных и надежно работающих льноуборочных машин требует глубоких теоретических и экспериментальных исследований их рабочих органов и технологических процессов.

В предлагаемой работе приводятся теоретический анализ и результаты экспериментальных исследований процессов, выполняемых делителями, теребильными аппаратами, транспортерами и вязальными аппаратами льноуборочных машин, а также методы расчета параметров этих рабочих органов. Результаты приведенных исследований могут быть использованы и при проектировании других сельскохозяйственных машин, в которых применяются такие же механизмы (например, в коноплеуборочных машинах, имеющих аналогичные транспортеры и вязальные ап-

параты, в машинах, производящих уборку тростника, подвязку винограда).

Основой для написания книги послужили теоретические и экспериментальные исследования льноуборочных машин, выполненные автором и под его руководством на Калининской машиноиспытательной станции, во Всесоюзном научно-исследовательском институте льна и в Великолукском сельскохозяйственном институте. В процессе выполнения исследований автор встречал помощь и поддержку со стороны тов. Н. Н. Быкова, Л. Ю. Гурвича, М. Е. Егорова, П. К. Кондрашука, А. Б. Лурье, И. М. Махова, Б. П. Можарова, Ю. Г. Морозова, В. А. Орышака, В. Н. Рябцева, В. А. Толковского, И. Г. Усевича, В. Г. Черникова и М. Н. Шрейдера, которым приносит глубокую благодарность.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Льнотеребилки и льнокомбайны начали разрабатываться и применяться еще в довоенные годы.

В 1930 году была разработана и освоена первая советская одноручьева льнотеребилная машина «Комсомолка». Одновременно разрабатывалась одноручьева конная льнотеребилка «Пионерка». В 1931 году эти машины испытывались в Новоторжском районе Калининской области в сравнении с лучшими иностранными машинами Сунен, Вессот, Орегон, Берендсен и др. Но из-за малой производительности ни одна из испытываемых машин не была принята, т. к. не соответствовала требованиям крупного социалистического хозяйства. Нужна была высокопроизводительная льнотеребилная машина.

Более производительные, широкозахватные машины стали разрабатываться и испытываться, в результате чего в 1934 году была поставлена на производство пятиручьева льнотеребилка ВНИИЛ-5 с криволинейными теребилными ручьями и одним ведущим ремнем в каждом ручье. В результате дальнейших опытно-конструкторских и исследовательских работ была создана более совершенная широкозахватная машина ЛТ-7 с прямолинейными ручьями и двумя ведущими ремнями в каждом ручье, поставленная на производство в 1938 году. Эта льнотеребилка выпускалась у нас длительное время (до 1956 года).

Наряду с разработкой льнотеребилных машин проводились исследования и опытно-конструкторские работы по созданию льноуборочного комбайна. Работы эти велись под руководством проф. М. И. Шлыкова. Такой льноуборочный комбайн ЛК-7 был создан и в 1948 году поставлен на производство.

Для обоснования параметров рабочих органов и расчета льноуборочных машин проф. М. И. Шлыков [83], [84] и проф. И. В. Крагельский [38], [39], [40] проводили исследование показателей стеблестоя льна в период уборки. Ими были определены усилие выдергивания стеблей из почвы и не-

обходимая при этом работа, усилие обрыва головок и работа на обрыв, а также многие другие весьма необходимые для расчета льноуборочных машин данные. Сопротивление стеблей сжатию при вязке исследовал П. А. Сторц [69].

Одновременно с исследованием свойств стеблей разрабатывались вопросы теории и расчета рабочих органов и процессов льноуборочных машин.

Первые теоретические исследования работы делителей проведены М. И. Шлыковым [84] и А. С. Маятом [47], [48].

Доктор технических наук А. С. М а я т рассмотрел работу делителя и наклон стебля под действием граней делителя, исходя из того, что грань горизонтальна, а сила реакции стебля на грань находится в горизонтальной плоскости.

М. И. Шлыков в своих ранних работах исследовал воздействие грани делителя на стебли льна с учетом их жесткости.

В более поздних работах [84] М. И. Шлыков рассмотрел воздействие рабочих граней делителей на подводимые в ручей стебли льна, принимая их «как элементы сплошного массива, обладающего значительной связностью и упругими свойствами» [84, стр. 94], в связи с чем силы реакций стеблей на ребро делителя приняты лежащими в горизонтальной плоскости.

Более глубокую теорию работы делителей разработал академик М. Н. Летошнев [42], который теоретически обосновал основные закономерности воздействия рабочих кромок делителя на прямостоящие стебли льна, располагающиеся в вертикальной плоскости его симметрии. М. Н. Летошнев предложил также формулу для определения растянутости льна, создаваемой делителем; однако влияние параметров делителя на растянутость подводимого льна не было определено.

Е. А. Щекотин [87] провел экспериментальное исследование влияния параметров делителя на наклон стеблей и на основе этого установил значения коэффициентов трения стеблей льна о прутки при различном состоянии его поверхности.

Исследованием подвода стеблей в ручей ремнями и их зажатия занимались М. И. Шлыков [84] и М. Н. Летошнев [42]. Некоторые вопросы расчета теребильных аппаратов и выбора скорости движения теребильных лент изложены в работах немецких исследователей Войчак и Винтер [104] и польского исследователя М. Янияк [98].

Натяжения ремней и давление между ними в ручье исследовались М. И. Шлыковым [84]. Им рассмотрена динамика теребильного ручья и получены формулы для определения приведенной движущей силы и приведенной силы сопротивления для ранее созданных теребильных аппаратов.

Опытное определение давления в ручье проводилось М. И. Шлыковым путем вытягивания круглых прутков и тонких пластин из ручьев и замером силы вытягивания. Давление затем определялось путем пересчета.

Энергетика льнотеребилкок исследовалась М. И. Шлыковым [84] и М. Н. Летошневым [42]. М. Н. Летошнев в результате анализа расхода энергии при тереблении льна установил, что теребильные ручьи (ремни) не нагружаются всей работой теребления, а только некоторой ее частью, тогда как другая часть работы осуществляется за счет поступательного перемещения машины (т. е. за счет тягового усилия трактора).

Многие вопросы работы поперечных транспортеров исследовали А. С. Маят [47], А. С. Мойсеев и М. И. Шлыков [84].

Исследования повреждений стеблей льна при механизированном их тереблении и влияния этих повреждений на выход и качество волокна до последнего времени почти не проводились. В 1934 году М. И. Шлыков, А. С. Самойлов и М. Е. Гавшин провели лишь один такой опыт.

Исследованием работы зажимных транспортеров занимались М. И. Шлыков [84], М. Н. Летошнев [42] и П. Ф. Прибытков [61]. Ими рассмотрены плотность ленты льна, необходимое давление для зажатия наружных и внутренних стеблей, расход энергии и некоторые другие вопросы.

Технологию комбайновой уборки льна и работу механизмов комбайна и молотилки исследовал проф. М. Н. Шрейдер [85], [86].

Устанавливаемые на льноуборочных машинах вязальные аппараты были изобретены свыше 100 лет тому назад. Образование узла производится в них по принципу, предложенному Ап-плеби. В результате соответствующих опытно-конструкторских и исследовательских работ были созданы работоспособные конструкции вязальных аппаратов с узловязателями систем Диринга и Мак-Кормика, которыми оборудовались жатки-сноповязалки. Такие жатки длительное время выпускались во многих странах мира, в том числе и в нашей стране, начиная с 70-х годов прошлого столетия.

Акад. В. П. Горячкин внес большой вклад в дело исследования и совершенствования вязальных аппаратов. Он исследовал причины невязки и пути их устранения и составил атлас элементов вязальных аппаратов с подробным описанием методов обслуживания. Им разработаны также прибор для определения напряжения нити [22] и прибор для определения тугости вязки снопов [21].

П. И. Бородин [7] произвел исследование свойств манильского и пенькового сноповязального шпагата и влияние параметров узловязателя на надежность процесса вязки. Большая работа проведена им по обоснованию замены манильского шпагата пеньковым. Над этим вопросом работал и И. С. Башкиров [3].

Исследованием и совершенствованием вязальных аппаратов занимались также проф. С. П. Вострокнутов [17], проф. В. И. Нагибин [53] и другие ученые.

Проф. С. П. Вострокнутов произвел анализ передаточного механизма вязального аппарата, а проф. В. И. Нагибин предложил графический способ исследования взаимодействия механизмов вязальных аппаратов, предусматривающий построение специальных циклограмм. Этот метод применяется и в настоящее время.

Анализу работы вязальных аппаратов и разработке методов их расчета посвящены также исследования Л. П. Рифтина [64] и К. Н. Бибанова [6].

Механизация процесса вязки снопов льна начала осуществляться лишь в тридцатых годах. В то время и в нашей стране, и за рубежом разрабатывались и испытывались льнотеребилки и льнокомбайны с вязальным аппаратом (ВНИИЛ-Д, Вессот, Форрано—Сунен, Орегон, Берендсен, ЛК-7). Из них некоторое применение нашли узкозахватные машины Сунен и Вессот.

В послевоенные годы в нашей стране, Чехословакии и ГДР [90], [91], [99], [103], Польше [96], [97], Соединенных Штатах Америки [93], Бельгии [100], Голландии [101], Франции [94], [95] и Австралии [92] продолжали разрабатываться и испытываться льнотеребилки, льнокомбайны и льноподборщики с вязальными аппаратами.

Условия работы вязальных аппаратов на льноуборочных машинах весьма сложные. Из-за меньшего диаметра снопов льна в сравнении с размерами снопов при уборке зерновых частота срабатывания вязального аппарата при той же производительности машины должна быть значительно больше. Из-за наматывания стеблей льна на вращающиеся части аппарата увеличиваются простои машины и опасность возникновения аварий. Наконец, при вязке необмолоченного льна нагрузка на детали вязального аппарата возрастает из-за необходимости отрыва связываемого снопа от сцепленных с ним, но еще не связанных стеблей.

Некоторые вопросы теории и расчета вязальных аппаратов льноуборочных машин изложены в работах А. С. Маята [47], М. И. Шлыкова [84], П. А. Сторца [69] и А. Г. Рагимова [63]. Ими исследована производительность аппаратов, произведен силовой расчет механизмов, составлены циклограммы работы аппаратов и решен ряд других вопросов.

Исследованием работы клюва узловязателя ранее занимались П. И. Бородин [7] и И. Н. Гуров [25]. При этом более полное и глубокое исследование провел И. Н. Гуров. Он рассмотрел условия, при которых петля легко сходит по клюву, и вывел уравнения поверхности клюва исходя из того, что нить стягивается с клюва, сходя по винтовой линии (отчего получается поверхность косо́го геликоида).

На основе перечисленных исследований разрабатывались и совершенствовались льнотеребилка ЛТ-7 и льнокомбайн ЛК-7. Машины ЛТ-7 и ЛК-7 благодаря большой ширине захвата работали во многих хозяйствах весьма высокопроизводительно, но из-за сложности конструкции и эксплуатации теребильного аппарата (имеющего прямолинейные ручки с большим количеством опорных и нажимных роликов), плохой работы машины при уборке полеглого и засоренного льна, небольших рабочих скоростей движения и отсутствия работоспособного вязального аппарата в 1957 году было принято решение прекратить выпуск машин ЛТ-7 (ранее такое же решение принималось по льнокомбайну ЛК-7). С 1958 года стали выпускать льнотеребильные машины с вязальным аппаратом ЛТВ-4, отличающиеся простотой конструкции, большей эксплуатационной надежностью, сравнительно хорошей работой при уборке полеглого и засоренного льна и более высокими рабочими скоростями. Эти теребильные машины (ЛТВ-4) имели новые рабочие органы (длинные делители, криволинейные теребильные ручки с двумя ведущими ремнями и большим углом наклона к горизонту, наклонный поперечный транспортер с отогнутыми назад пальцами, скоростной вязальный аппарат с новым типом разделителя), особенности которых не были известны.

В дальнейшем было принято решение выпускать навесные теребильные машины ТЛН-1,5, имеющие также криволинейные ручки и длинные делители. Затем были поставлены на производство льнокомбайны с теребильными аппаратами типа ЛТВ-4. Но по аппаратам типа ЛТВ-4 и ТЛН-1,5 не было теоретических исследований и методов расчета. Аппараты эти и экспериментально были исследованы весьма недостаточно. Требовалось разобраться в особенностях работы криволинейных теребильных ручьев в сравнении с прямолинейными ручьями и, в частности, в закономерностях воздействия движущихся точек ремней на подводимые стебли, образования давления в ручьях и повреждений стеблей льна. Для увеличения производительности машин выявилась необходимость повышения рабочих скоростей движения и увеличения производительности вязальных аппаратов. В связи с внедрением промышленных способов приготовления тресты и необходимостью перевозки обмолоченных снопов на большие расстояния без их перепутывания (для чего сноп должен представлять собой плотную упаковку) потребовалось исследовать процессы формирования, сжатия, связывания и разделения снопов в вязальных аппаратах и определить условия получения снопов необходимой тугости вязки с учетом упругих свойств стеблей. Необходимо было также исследовать пути улучшения зажатия стеблей в зажимных транспортерах льнокомбайнов.

Такие исследования нами проводились; полученные при этом до 1962 года результаты были опубликованы в 1963 году

(мощности, машины). К этому же времени относятся исследования А. П. Васильева и В. П. Рябцева [13], [14] по захвату стеблей ремнями и энергетике теребильных аппаратов с большим углом наклона к горизонту, а также исследование длины теребящего участка аппарата типа ТЛН-1,5, проведенное М. П. Белым [4]. В последующие годы нами развивались и уточнялись теоретические основы работы теребильных и вязальных аппаратов и транспортеров льна. Так, подвергнута теоретическому анализу работа делителей при прямолинейном и криволинейном движении агрегата, проведено экспериментальное исследование натяжения теребильных ремней и образования давления в теребильных ручьях, исследовано образование растянутости стеблей с применением теории случайных функций, рассмотрена энергетика теребильных аппаратов, дан теоретический анализ работы муфты включения и уплотнителя стеблей в вязальном аппарате, экспериментально исследована работа клюва и зажима, определен ряд показателей, характеризующих стеблестой льна в период уборки, рассмотрено образование давления на стенки камеры сжатия и уплотнитель стеблей и разработана методика расчета нагрузки на валы иглы и узловязателя.

Ряд вопросов исследовали другие авторы. Так, некоторые показатели стеблестоя льна в период уборки определили Л. М. Клятис [33], Ю. Г. Морозов [52], Б. П. Можаров [51], А. В. Писарчик [59], В. А. Орышака, В. С. Брик [9], А. Б. Лурье и В. Ф. Кондрашов [37]. А. С. Маят [49] разработал методику проектирования и расчета делителей, в основе которой лежит экспериментальное определение угла наклона стебля при воздействии на него рабочего прутка делителя. Н. И. Кленин [35] провел теоретический анализ работы делителя при условии, что угол между плоскостью отгиба стебля и продольной плоскостью мало меняется и равен начальному значению. Проф. А. Б. Лурье [73], [74], И. М. Махов [50], Ю. Г. Морозов [52], А. А. Ярошевич и А. В. Писарчик [89] исследовали подвод стеблей в ручей и их зажатие. Натяжение теребильного ремня ТЛН-1,5 исследовала О. И. Ульяницкая. Работу ремней зажимных транспортеров исследовал Н. Н. Быков [12]. Э. А. Сухарев [70] и В. С. Зинь [71] исследовали узлообразование и напряженное состояние шпагата в вязальных аппаратах.

Итогом проведенных нами исследований и обобщений и является предлагаемая работа.

§ 1. Основные показатели, характеризующие стеблестой льна в период уборки

Задача уборки льна заключается в вытаскивании (вытереб-ливании) стеблей из земли, отделении головок, их перетирании и очистке семян. Из соломки после этого производится приготовление тресты различными способами (расстилом на лугу, тепловой мочкой, физико-химическими способами); треста затем обрабатывается с целью получения волокна.

Лен-долгунец в подавляющем большинстве высевают сплошным способом. Это позволяет получить волокно хорошего качества и достаточное количество семян для посева и технических целей. Некоторая небольшая часть льна высевается широко-рядным способом специально для семеноводческих целей.

Согласно данным агротехнической науки, наилучшим сроком уборки льна-долгунца является период, когда стеблестой достиг фазы ранней желтой спелости, характеризующейся тем, что общий фон поля становится зеленовато-желтым, листья стеблей в нижней трети или до половины высоты осыпаются, остальные желтеют, а верхние остаются еще зелеными. Основная масса зеленых коробочек имеет желтоватый оттенок, часть коробочек зеленого цвета. Семена в большинстве коробочек вполне сформировались и имеют зеленоватую окраску. В наиболее зрелых коробочках семена имеют светло-коричневый цвет.

Льноуборочным машинам приходится работать в самых разнообразных и весьма трудных условиях. Стеблестой льна на корню во время уборки представляет собой далеко не однородную массу по густоте, высоте, влажности, засоренности и диаметру стеблей, расположению головок, их диаметру и влажности. Встречаются большие различия в механическом составе и влажности почв льняных полей. Из сорняков наиболее распространенными являются дикая редька, василек, плевел, плюшка, ярутка, лебеда, пырей, будяк, осот желтый, причем многие из них (лебеда, осот желтый, будяк) плохо сохнут, а другие (пырей, осот желтый, будяк) трудно вытеребливаются.

Исследованием показателей стеблестоя льна в период уборки в основном занимались М. И. Шлык в [83], [84] и И. В. Крагельский [38], [39], [40]. Некоторые исследования в этом направлении выполнены П. А. Сторцем [69], Ю. Г. Моро-

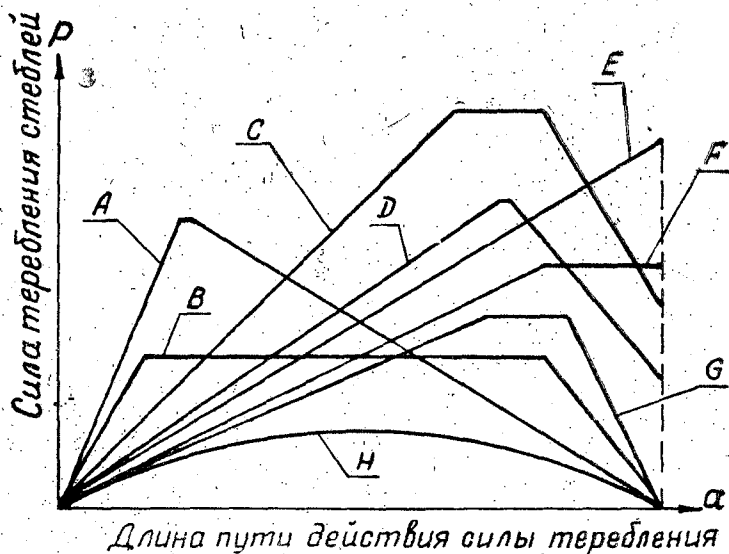
зовым [52], Л. М. Клятисом [33], Б. П. Можаровым [51] и А. В. Писарчиком [59]. М. И. Шлыковым и И. В. Крагельским исследовано большое число показателей, весьма необходимых для расчета льноуборочных машин. Однако такие показатели, как сила излома стеблей, сцепленность головчатой части ленты льна, упругость стебельной массы и ее сопротивление сжатию исследованы недостаточно. Ниже рассматриваются эти показатели.

Следует отметить, что толщина стебля находится в зависимости от густоты стеблестоя, сорта льна, длины стеблей. Чем гуще и ниже лен, тем меньше диаметр стеблей.

В динамических условиях для разрыва стебля требуется меньшая сила, чем при разрыве стебля в статических условиях. С увеличением влажности хрупкость и жесткость стеблей уменьшается.

§ 2. Сопротивление стеблей льна выдергиванию

Исследованием процесса выдергивания стеблей льна из почвы, проведенным М. И. Шлыковым, установлено, что при выдергивании стебель сначала распрямляется и натягивается, затем наступает обрыв побочных корешков, а потом обрывается главный корень (этот момент соответствует максимальному усилию тербления); затем обрываются оставшиеся мелкие ко-



Фиг. 1. Основные виды зависимостей между силой, необходимой для тербления стеблей льна, и длиной пути действия этой силы.

решки. При групповом тереблении льна усилие выдергивания уменьшается на 30—40% в сравнении с тереблением одиночных стеблей.

Установленные опытным путем основные виды зависимости между силой, необходимой для теребления стеблей, и длиной пути действия этой силы представлены на фиг. 1. Из этих графиков видно, что особой закономерностью рассматриваемый процесс не характеризуется. В одних случаях (кривые *A, B, H*) сила теребления быстро возрастает до максимума, в других случаях (кривые *C, D, E, F, G*) сила теребления растет медленнее, достигая максимума в конце теребления. Площадь, заключенная под кривой, представляет собой работу, затраченную на выдергивание одного стебля из почвы.

Дальнейшими исследованиями этого явления, проведенными Ю. Г. Морозовым, установлено, что при тереблении льна на сухом и влажном участках почвы нет большой разницы в величине усилия, если стебли имеют одинаковый диаметр. Но обычно на более влажной почве лен произрастает более крупный по диаметру. А большему диаметру стебля соответствует большее усилие на его вытаскивание.

§ 3. Закономерности сопротивления стебля поперечному сжатию

Исследованием сжатия одиночного стебля в поперечном направлении, проведенным совместно с Ю. Г. Морозовым, установлен общий вид диаграммы сжатия, представленный на фиг. 2. Сжатие производилось в статических условиях по схеме, представленной на этом же рисунке. Диаграмма сжатия построена как функция давления (напряжения) от относительного сжатия стебля. Давление на одну единицу площади продольного сечения стебля, представляющего собой трубку, определялось по формуле:

$$\sigma = \frac{P}{d_c B}, \quad (1)$$

где σ — давление,

P — сжимающая сила,

B — длина площадки сжатия,

d_c — диаметр стебля.

Относительное сжатие равно:

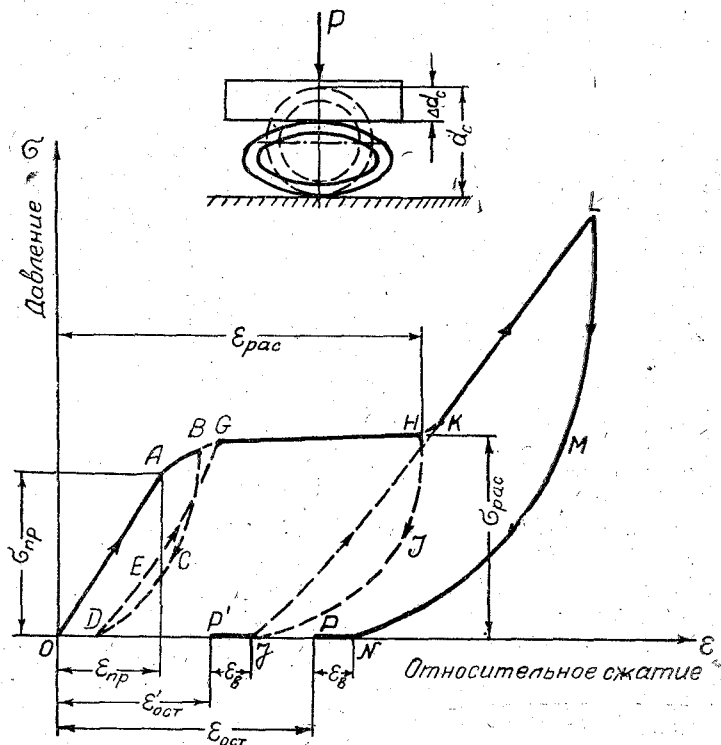
$$\varepsilon = \frac{\Delta d_c}{d_c} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где ε — относительное сжатие,

Δd_c — абсолютная деформация стебля.

В начале диаграмма имеет небольшой прямой участок *OA*, на котором сжатие пропорционально прилагаемой нагрузке. При дальнейшем увеличении нагрузки деформация растет еще быст-

рее (участок ABG диаграммы), при этом начинается расплющивание стебля. Если на этом участке в какой-либо точке B разгрузить стебель, то кривая разгрузки будет иметь вид BCD , а повторная нагрузка пойдет по кривой DEG . Участок GH , на котором деформация возрастает резко, а нагрузка почти не меняется, соответствует расплющиванию стебля, которое, как правило, сопровождается образованием трещины. Для свежесрезанных стеблей участок GH часто наклонен вверх, для сухих стеблей — наоборот, он несколько наклонен вниз. Разгружая стебель в точке H , получим кривую HIJ ; повторная нагрузка пойдет по



Фиг. 2. Диаграмма поперечного сжатия стебля льна.

кривой JK . На участке HK смыкаются стенки трубки, образующей стебель, поэтому при дальнейшем сжатии деформируется уже непосредственно материал стебля (участок KL). При разгрузке в точке L получаем кривую LMN . Восстановление диаметра сначала протекает медленно, а потом идет все быстрее. После снятия нагрузки деформация стебля несколько восстанавливается на величину NP (или JP' , если нагрузка была снята в точке J).

На диаграмме величина $\sigma_{пр}$ представляет собой предел пропорциональности, а $\epsilon_{пр}$ — соответствующее ему относительное сжатие; величина $\sigma_{рас}$ — это напряжение, при котором трубка стебля полностью расплющивается (часто с образованием трещины), $\epsilon_{в}$ представляет собой упругую деформацию, на которую стебель восстанавливается после снятия нагрузки, $\epsilon_{рас}$ — это деформация, соответствующая полному расплющиванию стебля, $\epsilon'_{ост}$ и $\epsilon_{ост}$ — остаточные деформации (в точках P' и P).

При сжатии стеблей сорта Л-1120 и «Псковский» и обработке результатов опытов получены следующие данные. Для свежесобраных стеблей диаметром 0,7—1,3 мм $\epsilon_{пр} = 15-40\%$; $\sigma_{пр} = 25-40$ Н/см²; $\epsilon_{рас} = 40-60\%$, при диаметре стеблей 1,3—2,0 мм $\epsilon_{пр} = 10-35\%$; $\sigma_{пр} = 20-40$ Н/см²; $\epsilon_{рас} = 40-60\%$; для стеблей диаметром 2,0—2,8 мм $\epsilon_{пр} = 15-25\%$; $\sigma_{пр} = 20-40$ Н/см²; $\epsilon_{рас} = 40-55\%$; величина $\epsilon'_{ост}$ равна $(0,50 \div 0,80) \epsilon_{рас}$, а напряжение $\sigma_{рас}$ равно $(1,1 \div 1,5) \sigma_{пр}$. Упругая деформация $\epsilon_{в}$ составляет 2—10%. Для сухих стеблей диаметром 0,7—1,3 мм $\epsilon_{пр} = 20-30\%$; $\sigma_{пр} = 40-50$ Н/см²; $\epsilon_{рас} = 65-75\%$; при диаметре 1,3—2,0 мм $\epsilon_{пр} = 10-20\%$; $\sigma_{пр} = 40-60$ Н/см²; $\epsilon_{рас} = 60-75\%$; у стеблей диаметром 2,0—2,8 мм $\epsilon_{пр} = 10-20\%$; $\sigma_{пр} = 45-80$ Н/см²; $\epsilon_{рас} = 55-70\%$; напряжение $\sigma_{рас}$ равно $(1,1 \div 1,6) \sigma_{пр}$, деформация $\epsilon'_{ост}$ равна $(0,6 \div 0,9) \epsilon_{рас}$; упругая деформация $\epsilon_{в}$ весьма мала (1—2%). Наименьшее напряжение, вызывающее расплющивание свежесобраных стеблей, равно 25 Н/см².

§ 4. Упругие свойства массы стеблей льна и их сопротивление сжатию.

Ранее сопротивление сжатию стеблей исследовалось многими авторами. Так, в 1927 году И. И. Вольф и А. А. Чапкевич [16] исследовали сжатие сена и распределение давлений по длине прессовального канала. В 1933 году Р. Франке провел аналогичное исследование соломы и выразил уравнение кривой сжатия в координатах «удельное давление — объемный вес» [2]. В 1934 году Ч. Канафойский исследовал сжатие параллельно уложенных трубок соломы и установил некоторые закономерности [62, стр. 51—52]. Проф. Е. М. Гутьяр исследовал аналитически прессование сена, но при этом он исходил из сжатия стеблей по закону Гука [27]. Из этой же закономерности исходил в своей теории соломорезки и силосорезки и акад. В. П. Горячкин [23].

В 1937 году проф. М. А. Пустыгин [62 стр. 51—58], исследуя сжатие слоя стеблей, впервые установил характер кривой разгрузки, т. е. ослабления сжатия. По результатам ис-

* 1 Н/см² равен 10000 Па (10 кПа).

следований М. А. Пустыгин предложил показательный закон сжатия слоя стеблей.

Скальвейт в 1938 году [102] предложил параболический закон сжатия соломы.

В 50-х годах С. А. Алферов [2] в результате проведенных им экспериментов, при которых отдельно определялось давление на стебли соломы и сила трения (причем стебли располагались как параллельно, так и под углом), установил параболический закон сжатия слоя стеблей соломы.

И. А. Долгов [28] и В. И. Особов [56] исследовали сжатие сено-соломистых материалов применительно к условиям их прессования и брикетирования и установили ряд новых закономерностей.

Исследование сжатия стеблей проводилось также А. А. Григорьевым [24]. Им определена зависимость силы сжатия от деформации стеблей при условии, что стебли сжимаются не только под планками деформатора, но и сбоку. Е. И. Храпач разработал и применил прибор поршневого типа для исследования сжатия сельскохозяйственных материалов, в основном, сена и соломы.

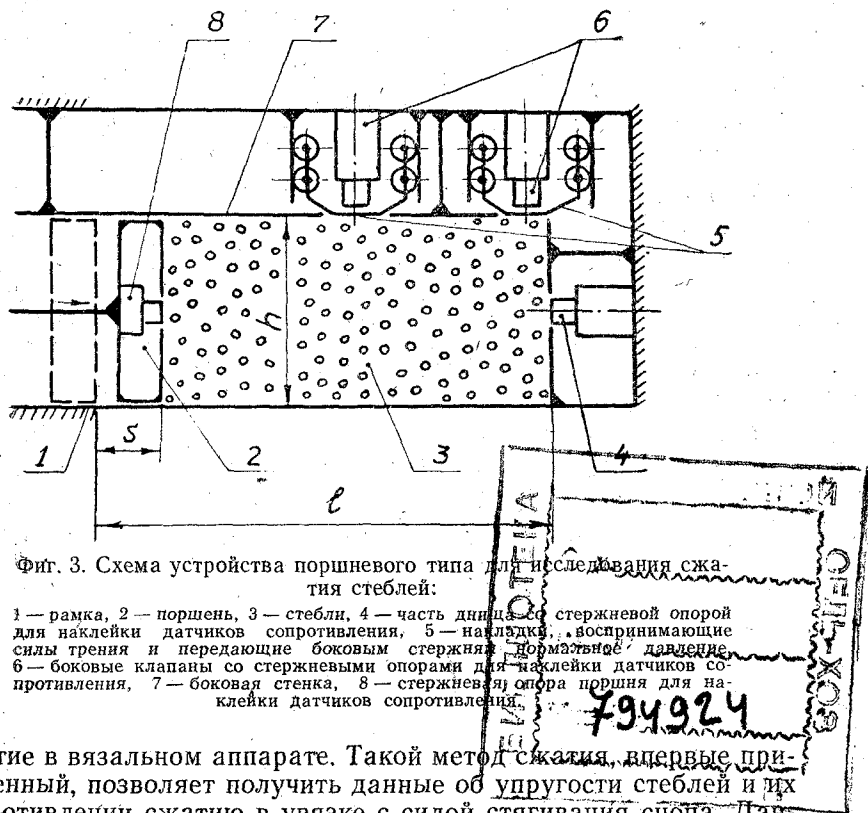
Сжатие стеблей льна исследовано весьма недостаточно. Отдельные исследования сжатия параллельно уложенных стеблей льна были выполнены в 1951 году П. А. Сторцем [69] с целью совершенствования вязки стеблей при комбайновой уборке льна. Сжатие стеблей проводилось им на почвенном плотнотере, оборудованном приспособлением для обхвата стеблей.

В последние годы в ВИСХОМе Б. П. Можаровым [51] для обоснования зажима стеблей льна в молотильных аппаратах исследовалось сжатие стеблей, а так же определялась кривая разгрузки. Эти опыты проводились с сухими стеблями льна и при сжатии их устройством поршневого типа на прессе «Schorreg». При этом установлен показательный закон сжатия стеблей льна.

В отмеченных исследованиях мало внимания уделено определению закономерности, имеющей место при ослаблении сжатия стеблей, т. е. при разгрузке. Между тем, для расчета процесса формирования, сжатия и связывания снопа в вязальном аппарате очень важно знать закон разгрузки, вытекающий из упругости стеблей, ибо упругость стеблей используется для лучшего заполнения сечения снопа после его вязки и повышения тугости вязки снопов. Следует также отметить, что не исследовалось и повторное сжатие стеблей после разгрузки. Знание этих закономерностей весьма необходимо для расчета процесса вязки снопа в вязальном аппарате, упаковщик которого при формировании снопа действуют то в направлении сжатия, то в обратном направлении.

Учитывая изложенное, нами с участием кандидатов технических наук В. С. Брика (ВИСХОМ), Д. С. Гришина, инж. Г. Н. Кожевникова и Г. А. Аверьяновой, студента Г. С. Малича иссле-

довалось сжатие параллельно уложенных стеблей по полному циклу (нагрузка, разгрузка, повторная нагрузка). Опыты проведены на приборе поршневого типа. Кроме этого, так как в вязальном аппарате сноп при формировании и вязке обтягивается шпагатом, представляющим собой гибкое тело, был разработан и использован прибор для исследования упругих свойств и сопротивления стеблей при сжатии, в котором сжатие стеблей производится гибкой лентой по окружности. В этом приборе также, как в приборе поршневого типа, обеспечена возможность проведения неоднократных и повторных нагрузок с целью определения упругости стеблей. Так как сжатие стеблей производится гибкой лентой, то в приборе в большой степени имитировано

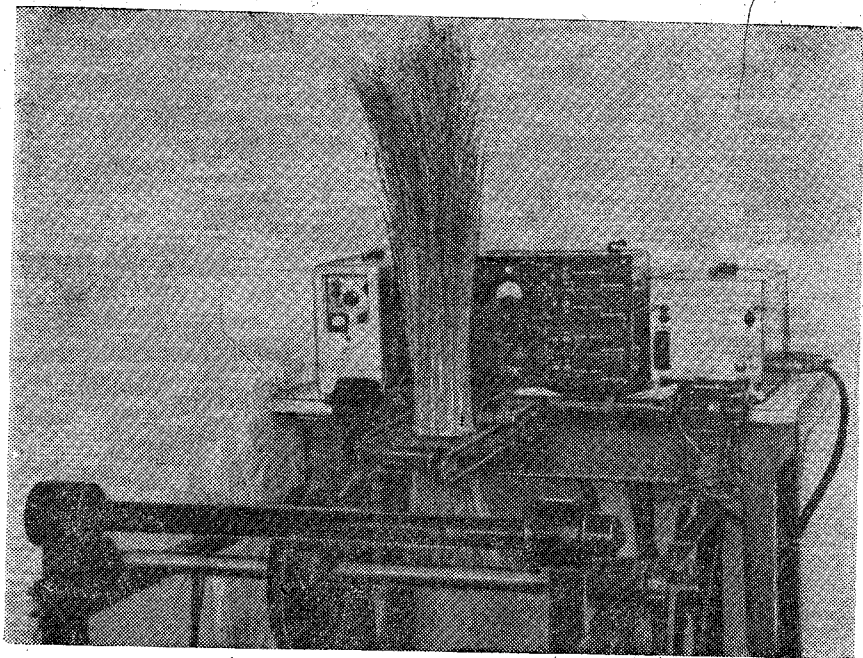


Фиг. 3. Схема устройства поршневого типа для исследования сжатия стеблей:

1 — рамка, 2 — поршень, 3 — стебли, 4 — часть дна со стержневой опорой для наклейки датчиков сопротивления, 5 — накладки, воспринимающие силы трения и передающие боковым стержням нормальное давление, 6 — боковые клапаны со стержневыми опорами для наклейки датчиков сопротивления, 7 — боковая стенка, 8 — стержневая опора поршня для наклейки датчиков сопротивления.

сжатие в вязальном аппарате. Такой метод сжатия, впервые примененный, позволяет получить данные об упругости стеблей и их сопротивлении сжатию в увязке с силой стягивания снопа. Данный прибор признан изобретением (авторское свидетельство № 173013). Для сравнения следует отметить, что в приборе поршневого типа не всегда легко достигнуть равномерного расположения стеблей при сжатии; в приборе же ленточного типа неравномерность расположения стеблей после начала сжатия сразу ликвидируется.

Описание приборов. Прибор поршневого типа (фиг. 3 и 4) состоит из поршня 2, рамки 1, днища 4, накладок 5 и боковых клапанов 6. Часть днища и клапаны опираются на рамку через стержневые опоры, на которые наклеиваются датчики сопротивления. Благодаря этому получается возможность определить силу, необходимую для сжатия стеблей без трения их о боковые стенки (сила эта воспринимается днищем 4), а также боковое давление стеблей на рамку (с помощью клапанов 6 и накладок 5, воспринимающих силы трения). Поршень также сделан



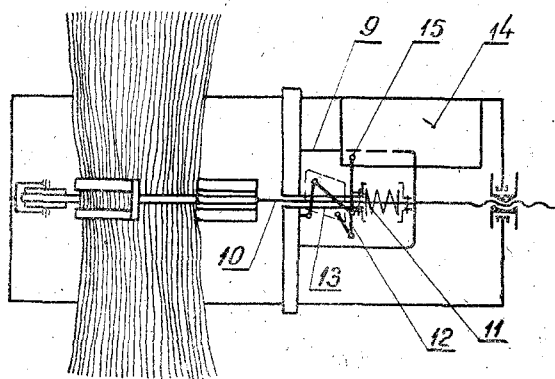
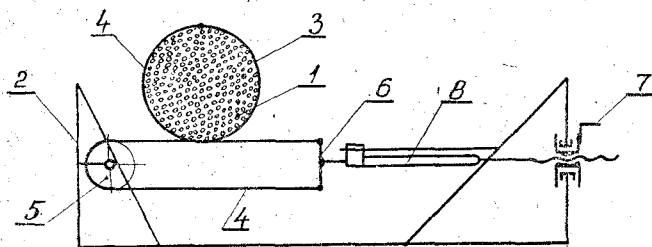
Фиг. 4. Прибор поршневого типа для исследования сжатия массы стеблей.

составным. Часть поршня имеет стержневую опору с наклеенным датчиком сопротивления для измерения давления, приходящегося на поршень. Скорость сжатия в приборе равна скорости движения поршня.

Опыты проведены с использованием тензоусилителя ТА-5 и осциллографа Н-700.

Прибор ленточного типа (фиг. 5 и 6) состоит из следующих основных частей: рама 2, гибкие ленты 3 и 4, ролик 5, соединительное звено 6, рукоятка с винтом 7 и регистрирующий механизм 8. Действует этот прибор следующим образом: масса (слой) стеблей, подлежащая исследованию, ставится на раму

прибора и обтягивается в месте исследования гибким телом (сначала нами использован гибкий трос, обтянутый дерматином, а затем взята стальная гибкая лента) так, что при стягивании обоих его концов в разные стороны, стебли сжимаются. Концы лент выводятся к одной стороне прибора, для чего одна лента перекинута через блок, и усилие для сжатия, создаваемое

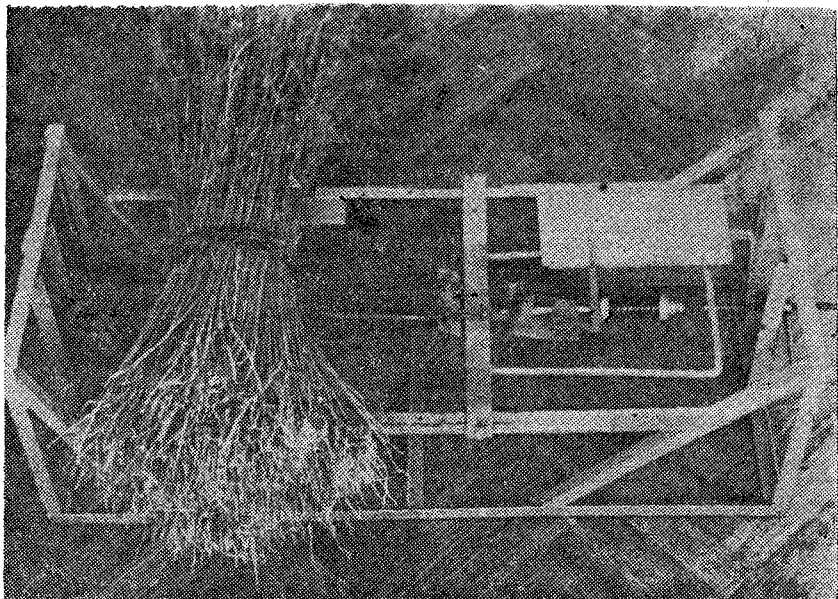


Фиг. 5. Прибор ленточного типа для исследования упругих свойств и сопротивления стеблей при сжатии:

1 — слой стеблей (сноп); 2 — рама; 3 и 4 — ремни с гибкими тросами; 5 — ролик; 6 — соединительное звено; 7 — винт и рукоятка; 8 — регистрирующий механизм; 9 — передвижная каретка регистрирующего механизма; 10 — стержень; 11 — пружина; 12 — шарнирный механизм; 13 — трубка; 14 — столик для бумаги; 15 — карандаш.

с помощью рукоятки и винта, передается только на одной стороне прибора. Здесь же расположен регистрирующий механизм, записывающий зависимость силы, передаваемой обеим лентам, от перемещения концов лент, то есть от обхвата (периметра) слоя стеблей. Регистрирующий механизм (его детали показаны на фиг. 5) устроен по типу плотномера Ревякина и автоматически записывает зависимость усилия стягивания от обхвата стеблей.

В связи с принятой конструкцией прибора, сила, передаваемая обеим лентам, в два раза больше силы стягивания стеблей, а путь перемещения винта при стягивании стеблей (нагрузке) или ослаблении сжатия (разгрузке) в два раза меньше соответствующего изменения периметра обхвата стеблей.



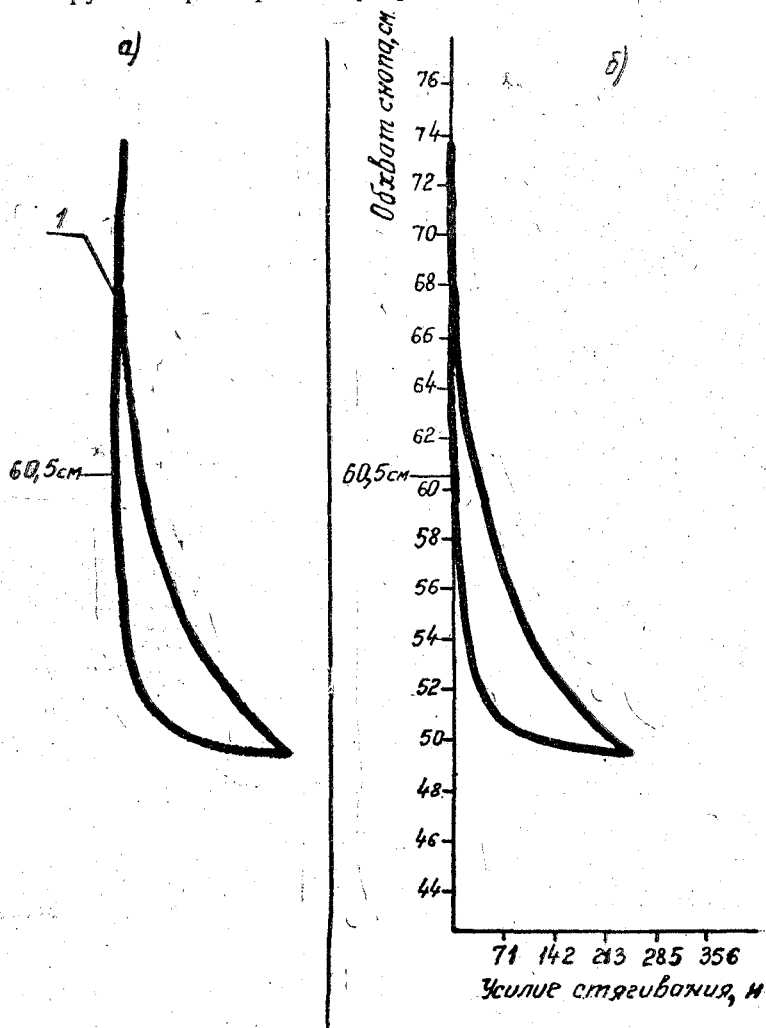
Фиг. 6. Вид прибора ленточного типа для исследования сжатия массы стеблей.

При работе прибора получаются диаграммы, имеющие вид как на фиг. 7, а. Каждый раз во время снятия кривой вращение винта прекращается в одном каком-либо месте и при этом замеряется обхват (периметр) снопа, после чего в том месте, где карандаш остановился, делается пометка и рядом записывается полученное значение обхвата снопа. По этим данным на кривую затем наносится шкала периметра снопа вдоль нулевой линии; при этом учитывается, что путь перемещения винта в два раза меньше соответствующего изменения периметра снопа. Перпендикулярно шкале периметра в соответствии с данными тарифовочной диаграммы наносится шкала усилия стягивания снопа, после чего диаграмма приобретает вид, как на фиг. 7, б.

На описанном приборе скорость сжатия стеблей незначительна ($0,002-0,004$ м/с). Для сжатия стеблей с большой скоростью (динамическое сжатие) аспирантом ВИСХОМа Брик В. С. был разработан и изготовлен прибор (фиг. 8), работающий по этому же принципу, но в котором соединительное звено, связывающее концы гибких лент, перемещается с большой скоро-

стью, а для записи усилия стягивания использованы тензометрическая балочка и осциллограф.

Скорость сжатия менялась при помощи набора различных по диаметру шестерен привода устройства.



Фиг. 7. Вид полученной на приборе диаграммы (слева) и эта же диаграмма после нанесения шкал периметра и усилия стягивания (справа).
1 — нулевая линия.

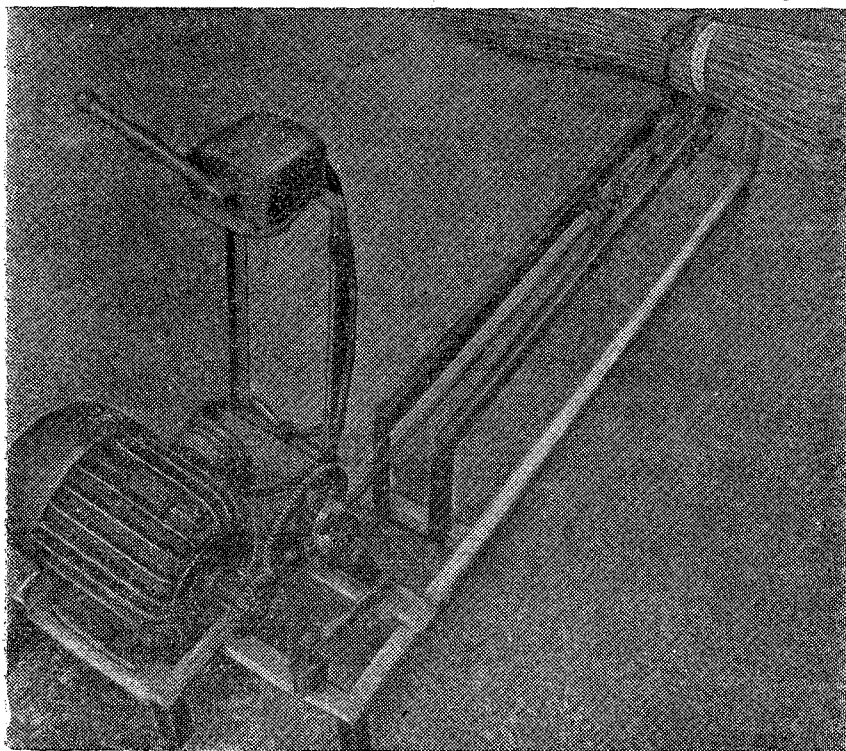
Скорость сжатия стеблей не равна скорости перемещения соединительного звена. Из схемы на фиг. 9 видно, что скорость $V_{сж}$ сжатия стеблей, представляющая собой скорость переме-

щения элементов петли при сжатии в радиальном направлении, равна отношению:

$$V_{\text{сж}} = \frac{dr}{dt}, \quad (3)$$

где dr — изменение радиуса петли за время dt .

При изменении периметра петли от $2\pi r$ до $2\pi(r - dr)$ соединительное звено переместится на путь $\pi \cdot dr$, а скорость V_k движения этого звена (фиг. 9) окажется равной:



Фиг. 8. Прибор ленточного типа для исследования сжатия стеблей в динамических условиях.

$$V_k = \pi \frac{dr}{dt}. \quad (4)$$

Сравнивая (3) с (4), находим, что

$$V_{\text{сж}} = \frac{V_k}{\pi}, \quad (5)$$

т. е. скорость сжатия стеблей в π раз меньше скорости перемещения концов гибких лент.

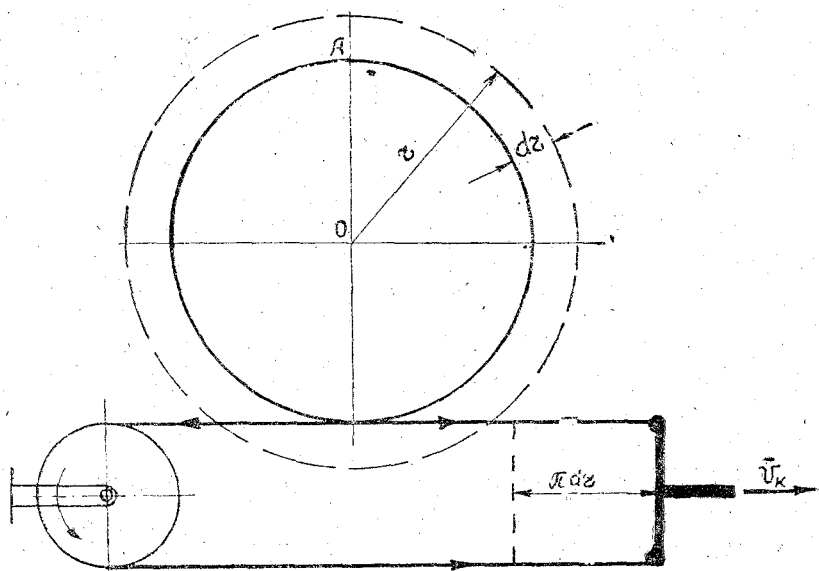
Определение закономерности сжатия стеблей. Закономерность сжатия стеблей может быть определена на любом из описанных приборов. На приборе поршневого типа это несколько проще, так как относительное сжатие стеблей прямо пропорционально ходу поршня, а именно:

$$\varepsilon = \frac{s}{l}, \quad (6)$$

где ε — относительное сжатие стеблей,

s — ход поршня,

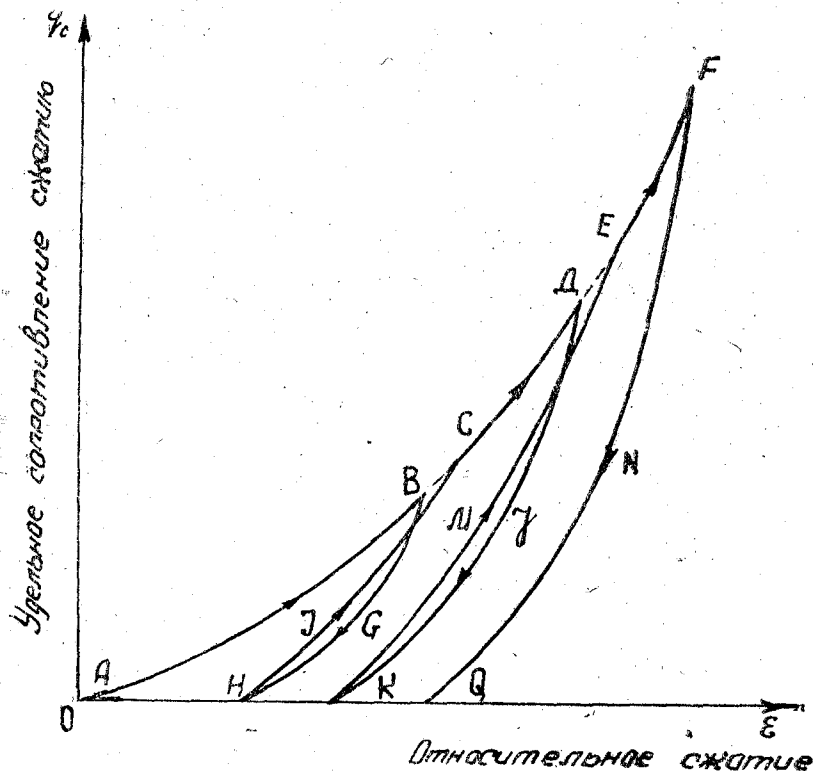
l — длина камеры сжатия (точнее, это то наименьшее расстояние от дна камеры, при котором сила давления на дно равна нулю, т. е. стебли еще не начали сопротивляться сжатию).



Фиг. 9. Схема к определению скорости сжатия стеблей в приборе ленточного типа.

Любой график при сжатии и ослаблении сжатия имеет две ветви: первую, получаемую при возрастании нагрузки на стебли, и вторую, получаемую при разгрузке. Первую ветвь можно назвать кривой сжатия, вторую — кривой восстановления объема снопа, или кривой разгрузки. Наличие двух ветвей объясняется тем, что процесс сжатия (деформации) стеблей и процесс ослабления сжатия необратимы, т. е. кривая сжатия (нагрузки) не совпадает с кривой ослабления сжатия (разгрузки). Это является следствием того, что стебли не обладают достаточной упругостью.

Анализ диаграмм, полученных на приборах как поршневого, так и ленточного типа, позволяет установить общую закономерность сжатия стеблей, представленную графически на фиг. 10.



Фиг. 10. Закономерность сжатия стеблей в координатах «удельное сопротивление — относительное сжатие».

На этом графике по оси абсцисс откладывается относительное сжатие, а по оси ординат — давление* или удельное сопротивление стеблей сжатию q_c , представляющее собой силу, приходящуюся на одну единицу ширины поршня (или канала — см. фиг. 3):

$$q_c = \frac{P}{h}, \quad (7)$$

где P — сила давления стеблей на днище камеры,
 h — ширина канала прибора.

Такой выбор размерности удельного сопротивления стеблей сжатию обусловлен тем, что в вязальном аппарате стебли сжимаются не по всей длине (если бы сжатие было по всей длине,

* В сопротивлении материалов и механике грунтов это интенсивность распределения силы.

то при выборе размерности можно было бы исходить из силы, приходящейся на одну единицу поверхности сжатия), а только на ограниченном участке, равном толщине груди иглы, толщине упаковщиков или толщине педали включения. Введя такую размерность q_c , следует иметь в виду, что она должна применяться при такой ширине сжимающей поверхности иглы (упаковщика или педали), при которой стебли не деформируются. Как показывают опыты, эта ширина должна быть не менее 10 мм.

При непрерывном сжатии массы стеблей в одном направлении на диаграмме (фиг. 10) получается кривая $ABCDEF$, которую можно назвать **главной кривой сжатия**. Если же довести процесс сжатия до какой-то точки B , а затем разгрузить сноп, то на диаграмме получится **кривая разгрузки** BGH , не совпадающая с первоначальной кривой сжатия AB ; в этом случае, как мы видим, имеет место гистерезис. При повторном нагружении новая ветвь кривой сжатия HIC , которую можно назвать кривой **повторного сжатия**, в рассматриваемом диапазоне сил давления пойдет ниже главной кривой сжатия; в некоторой точке C , характеризующейся тем, что давление в этой точке немного превышает давление, соответствующее началу разгрузки (т. е. точке B), эта новая ветвь кривой сжатия будет совпадать с главной кривой сжатия ($CDEF$). Повторно разгружая сноп, например, в некоторой точке D или F , мы получим идентичные кривые разгрузки, которые будут располагаться ниже главной кривой сжатия.

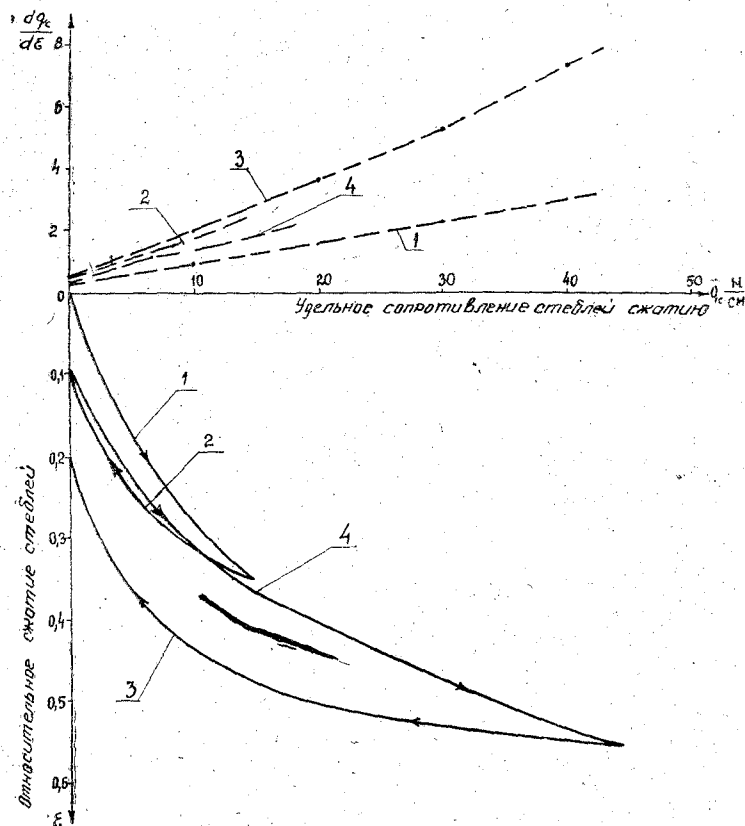
Анализ характера изменения относительного сжатия стеблей в зависимости от давления показывает, что, чем больше прилагаемая сила, тем больше пучок стеблей сопротивляется увеличению его деформации, т. е. тем большая сила нужна для увеличения деформации (сжатия) стеблей на одну и ту же величину; другими словами, величина $\frac{dq_c}{d\varepsilon}$ пропорциональна давлению q_c .

Для определения зависимости $\frac{dq_c}{d\varepsilon}$ от q_c по каждой диаграмме определялись $\frac{dq_c}{d\varepsilon}$ при различных значениях q_c , а затем строились графики. Один такой график представлен на фиг. 11. Из графиков следует, что зависимость между величиной $\frac{dq_c}{d\varepsilon}$ и давлением q_c можно, с известным приближением, считать прямолинейной.

Воспользуемся полученными данными для вывода аналитической зависимости относительного сжатия стеблей от давления при сжатии и восстановлении объема пучка стеблей. Эту часть исследования проведем, применяя методы статистической физики к механике сжатия стеблей [60], [82].

Сноп состоит из большого количества стеблей, которые имеют, вообще говоря, различный диаметр и распределены по сече-

нию неравномерно. Сила, действующая через деформатор на стебли, передается от стебля к стеблю через точки и площадки их контакта; чем больше число точек и площадок контакта, тем больше сопротивление стеблей действию силы. Это значит, что, чем больше деформация стеблей, тем большая сила требуется



Фиг. 11. Кривые сжатия стеблей льна и вид зависимости $\frac{dq_c}{d\varepsilon}$ от удельного давления q_c . Сорт льна Л-1120, влажность 12%, диаметр стеблей 1,3 мм, скорость сжатия стеблей 0,002 м/с: 1 — главная кривая сжатия; 2 и 3 — кривые разгрузки; 4 — кривая повторного сжатия.

для дальнейшей их деформации, т. е. для увеличения сжатия снопа. На основе изложенного и, учитывая зависимости, полученные опытным путем и представленные частично на фиг. 11, приходим к следующему дифференциальному уравнению, характеризующему процесс сжатия стеблей:

$$\frac{dq_c}{d\varepsilon} = a (q_v + q_c), \quad (8)$$

где a и q_b — константы, характеризующие свойства стеблей и их начальное состояние; из них q_b представляет собой внутреннее давление, соответствующее начальному прижатию стеблей друг к другу вследствие действия сил тяжести стеблей, сцепления между ними и предварительного их сжатия.

Если обозначить константы применительно к главной кривой сжатия буквами a_r и q_{br} , то дифференциальное уравнение будет иметь следующий вид:

$$\frac{dq_c}{d\varepsilon} = a_r (q_{br} + q_c). \quad (8')$$

Интегрируя его, находим:

$$\ln (q_{br} + q_c) = a_r \varepsilon + C_1,$$

где C_1 — постоянная интегрирования.

При $q_c = 0$, $\varepsilon = 0$, тогда $\ln q_{br} = C_1$.

Окончательно получаем следующее уравнение для главной кривой сжатия:

$$q_c = q_{br} (e^{a_r \varepsilon} - 1). \quad (9)$$

Обратимся теперь к кривой разгрузки. Обозначим ее константы через a_p и q_{bp} . Тогда дифференциальное уравнение разгрузки будет иметь вид:

$$\frac{dq_c}{d\varepsilon} = a_p (q_{bp} + q_c). \quad (10)$$

Интегрируя его, получим

$$\ln (q_{bp} + q_c) = a_p \varepsilon + C_2,$$

где C_2 — постоянная интегрирования.

Принимая во внимание, что начало разгрузки совпадает с концом сжатия (точки B , D и F на фиг. 10); для которого можно ввести обозначения давления и относительного сжатия q'_c и ε' , составим для начала разгрузки следующее равенство:

$$\ln (q_{bp} + q'_c) = a_p \varepsilon' + C_2.$$

Отсюда находим C_2 . Окончательно получим:

$$q_c = (q_{bp} + q'_c) e^{a_p (\varepsilon - \varepsilon')} - q_{bp}. \quad (11)$$

Таково уравнение кривой разгрузки.

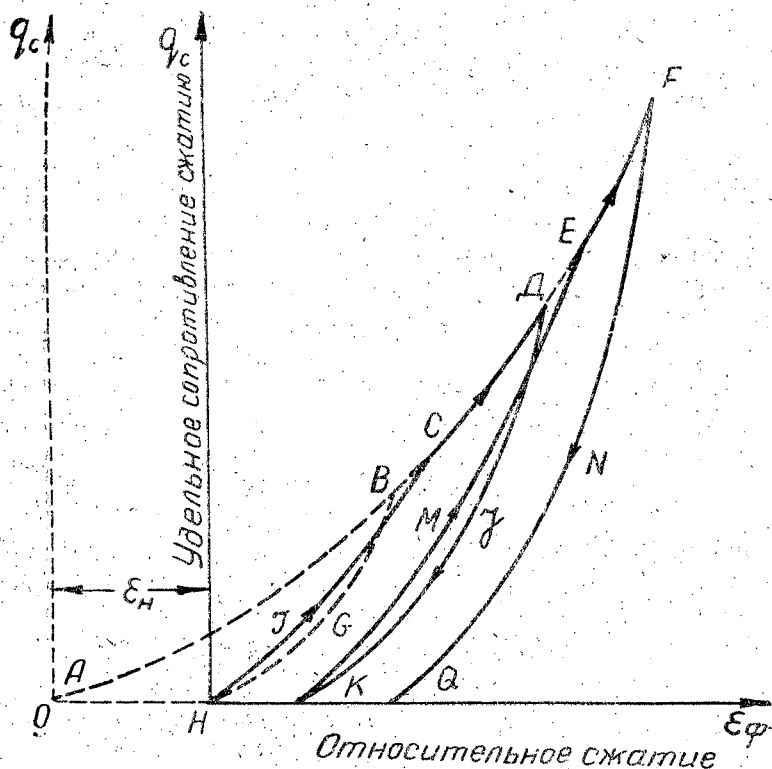
Для получения уравнения кривой повторного сжатия обозначим ее константы через a_n и q_{bn} и составим дифференциальное уравнение:

$$\frac{dq_c}{d\varepsilon} = a_n (q_{bn} + q_c). \quad (12)$$

Интегрируя его и принимая во внимание, что начало дополнительного (повторного) сжатия стеблей совпадает с концом разгрузки, характеризующегося тем, что $q_c = 0$, а относительное сжатие равно ε'_0 , получаем следующее уравнение кривой повторного сжатия стеблей:

$$q_c = q_{\text{вп}} [e^{a_{\text{п}}(\varepsilon - \varepsilon'_0)} - 1]. \quad (13)$$

Таковы аналитические выражения, характеризующие процесс сжатия стеблей при нагрузке, разгрузке и повторной нагрузке. Значение констант можно было бы определить в результате обработки опытных данных, но из-за некоторой начальной плотности сжимаемых стеблей получаемая опытным путем диаграмма сжатия может отличаться от диаграммы на фиг. 10.



Фиг. 12. Закономерность сжатия предварительно уплотненных стеблей в координатах «удельное сопротивление — относительное сжатие».

Если сжимаемые стебли предварительно уплотнены по кривой AB (фиг. 10), а затем разгружены по кривой BGN , то при опытном исследовании их сжатия полученная диаграмма начнется в точке H , т. е. сжатие будет проходить по кривой

HCDEF и диаграмма (фиг. 12) будет иметь вид, отличающийся от диаграммы сжатия стеблей, предварительно не уплотненных (фиг. 10). Ввиду этого для математического описания полученных опытным путем диаграмм сжатия стеблей необходимо ввести ряд поправок в формуле (9), (11) и (13) с учетом предварительного уплотнения.

Обозначим начальное относительное сжатие стеблей после предварительного уплотнения и разгрузки (по кривым AB и BGH) через ε_n , фактическое относительное сжатие предварительно уплотненных стеблей, отнесенное к первоначальной длине l камеры сжатия, через ε_{ϕ} , фактическое относительное сжатие, соответствующее началу разгрузки (точки D и F), через ε'_{ϕ} , а фактическое относительное сжатие, соответствующее концу разгрузки (точки K и Q), через $\varepsilon'_{o\phi}$, тогда

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{\phi} &= \varepsilon - \varepsilon_n; \\ \varepsilon'_{\phi} &= \varepsilon' - \varepsilon_n; \\ \varepsilon'_{o\phi} &= \varepsilon'_o - \varepsilon_n, \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

а формулы (9), (11) и (13) примут следующий вид:

$$q_c = q_{вг} [e^{a_r(\varepsilon_n + \varepsilon_{\phi})} - 1]; \quad (14)$$

$$q_c = (q_{вр} + q'_c) e^{a_p(\varepsilon_{\phi} - \varepsilon'_{\phi})} - q_{вр}; \quad (14')$$

$$q_c = q_{вп} [e^{a_n(\varepsilon_{\phi} - \varepsilon'_{o\phi})} - 1]. \quad (14'')$$

Таким образом, для каждой диаграммы сжатия стеблей, полученной опытным путем помимо констант $q_{вг}$, $q_{вр}$, $q_{вп}$, a_r , a_p и a_n необходимо определить еще начальное относительное сжатие ε_n . Но при проведении опытов относительное сжатие берется как отношение хода поршня к получившейся во время опытов длине $l_{оп}$ камеры сжатия, которая не равна первоначальной длине l камеры сжатия, имевшей место до предварительного уплотнения стеблей, а меньше длины l на длину s_n хода поршня при предварительном уплотнении, т. е. $l_{оп} = l - s_n$. Ввиду этого для обработки диаграммы сжатия стеблей необходимо еще установить связь между относительным сжатием ε_{ϕ} , отнесенным к первоначальной длине камеры сжатия, и относительным сжатием $\varepsilon_{оп}$, отнесенным к получившейся во время опытов длине камеры сжатия и равным $\frac{s_{оп}}{l_{оп}}$, где $s_{оп}$ — ход поршня во время опытов.

Полное относительное сжатие стеблей ε в соответствии со сказанным и с учетом равенства (6) равно:

$$\varepsilon = \frac{s}{l} = \frac{s_n + s_{оп}}{s_n + l_{оп}} = \frac{s_n}{s_n + l_{оп}} + \frac{s_{оп}}{s_n + l_{оп}} = \varepsilon_n + \frac{1}{\frac{s_n}{s_{оп}} + \frac{1}{\varepsilon_{оп}}},$$

но

$$s_n = \varepsilon_n (s_n + l_{оп}),$$

откуда

$$s_n = l_{оп} \frac{\varepsilon_n}{1 - \varepsilon_n},$$

тогда

$$\varepsilon = \varepsilon_n + \frac{1}{\frac{l_{оп}}{s_{оп}} \cdot \frac{\varepsilon_n}{1 - \varepsilon_n} + \frac{1}{\varepsilon_{оп}}} = \varepsilon_n + \varepsilon_{оп} (1 - \varepsilon_n). \quad (б)$$

Сравнивая это равенство с первым из равенств (а), заключаем, что

$$\varepsilon_{ф} = \varepsilon_{оп} (1 - \varepsilon_n). \quad (в)$$

Таким образом, при обработке опытных диаграмм сжатия стеблей с помощью формул (14), (14') и (14'') фигурирующее в этих формулах относительное сжатие $\varepsilon_{ф}$ (а также $\varepsilon_{ф}$ и $\varepsilon_{оф}$) определяется по формуле (в).

Подсчитанные таким образом значения констант представлены в таб. 1. При обработке диаграмм установлено, что показатель $q_{вп}$ зависит от ε_o . Показатели $q_{вг}$ и $q_{вр}$ равны.

Из данных таблицы следует, что на значения констант большое влияние оказывает засоренность стеблей, их состояние, влажность и диаметр. Некоторое влияние оказывают также параллельность уложения сжимаемых стеблей и степень их искривленности, получающейся вследствие опрыскивания посевов льна ядохимикатами с целью уничтожения сорной растительности.

Анализ уравнений (9), (11) и (13) показывает, что, чем выше удельное сопротивление стеблей сжатию, тем больше показатель a_r . Точно так же, чем больше упругость стеблей, тем меньше показатели a_p и $a_{п}$.

Рассмотрим определение закономерности сжатия стеблей на приборе ленточного типа. У этого прибора для характеристики давления гибкой ленты на стебли будем исходить из давления*, приходящегося на одну единицу длины дуги обхвата; это давление q в какой-либо точке М дуги обхвата (фиг. 13) согласно литературным данным [41, стр. 124] равно:

$$q = \frac{2P}{D_c}, \quad (15)$$

где D_c — диаметр снопа в месте сжатия,

P — текущее значение силы стягивания.

На записанной этим прибором диаграмме сжатия в силу стягивания входит еще и сила трения между лентой и стеблями. Эту силу трения можно вычесть из силы стягивания аналитически, если рассматривать трение ленты о стебли как трение гибких тел и применить известную формулу Эйлера.

Для этого обратимся к фиг. 13, на которой представлена схема обтягивания одной половины снопа гибкой лентой. В точке А, т. е. в верхнем конце вертикального диаметра, сила трения отсут-

* В сопротивлении материалов и механике грунтов это интенсивность распределения силы.

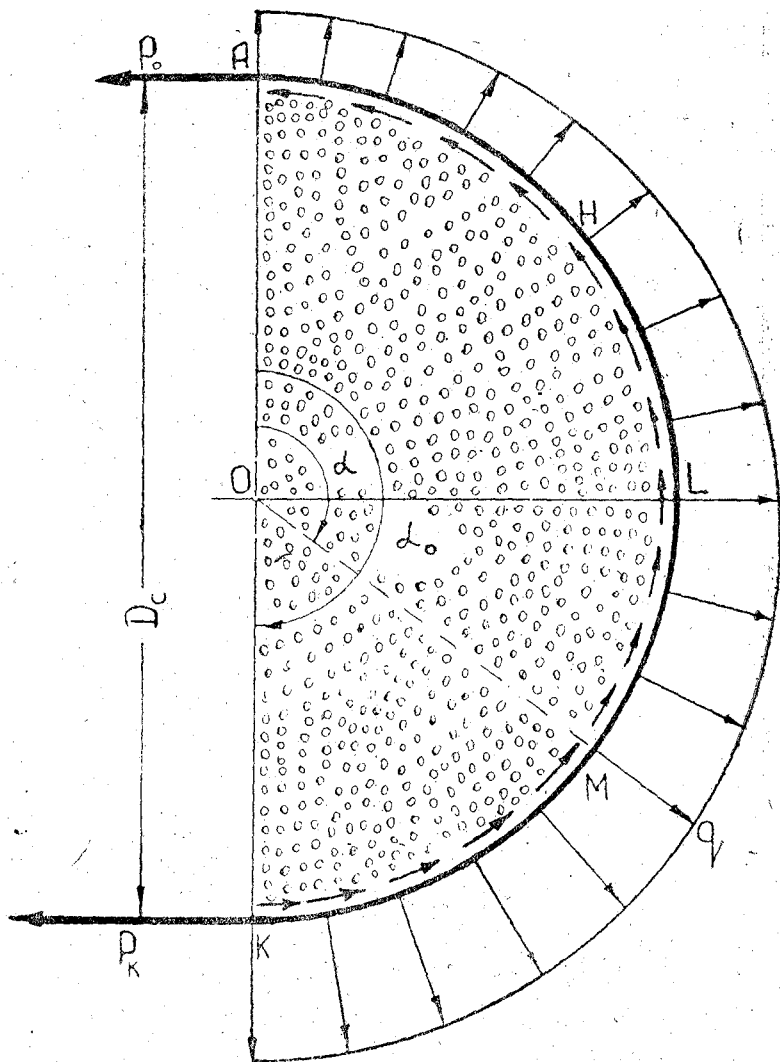
Показатели, характеризующие закономерности сжатия стеблей льна

Состояние стеблей	Характеристика стеблей льна					Первоначальное относительное сжатие ϵ_n	Показатель упругости	Значения показателей				
	Сорт льна	Скорость сжатия, м/с	Влажность, %	Диаметр стеблей, мм	Засоренность, %			$q_{вр} = \frac{q_{вр}}{H}$ см	$q_{вп}$	a_r	a_p	a_n
Свежевытербленные стебли	И-7	0,003	65	1,6	1,3	0,10	0,33—0,44	0,15	$q_{вр} (1 + 8\epsilon_0)$	7,3	22	13,8
	И-7	0,003	66	1,4	1,5	0,03	0,27—0,33	0,15	"	7,8	25	16,0
Сухие стебли льна	И-7	0,003	11	1,1	0	0,00	0,45—0,68	0,12	"	8,7	18	13,0
	И-7	0,003	12	1,2	0	0,12	0,50—0,60	0,12	"	8,4	20	13,6
Стебли льняной тресты	Л-1120	0,004	14	1,4	0	0,15	0,41—0,50	0,12	"	8,1	22	14,7
	Л-1120	0,004	14	1,1	0	0,22	0,55—0,70	0,12	"	8,4	22	15,1
Свежевытербленные стебли	Л-1120	0,004	61	0,9	0	0,23	0,36—0,39	0,15	"	7,9	29	18,0
	Л-1120	0,004	20	1,5	0	0,23	0,49—0,50	0,12	"	8,8	26	17,6
Сравнительно сухие стебли льна	Л-1120	0,004	20	0,9	0	0,22	0,50—0,57	0,12	"	8,9	25	17,3
	Л-1120	0,004	20	0,9	0	0,22	0,50—0,57	0,12	"	8,9	25	17,3

ствуется, так как при сжатии точка A движется вниз по нормали к контуру стеблей. По мере же обтягивания стеблей по дуге $AHLMK$ силы трения возрастают; по Эйлера сила P_K стягивания пучка стеблей в точке K равна:

$$P_K = P_0 e^{f\alpha_0}, \quad (16)$$

где P_0 — натяжение ленты в верхней точке,
 f — коэффициент трения,
 α_0 — угол обхвата ($\alpha_0 \approx \pi$).

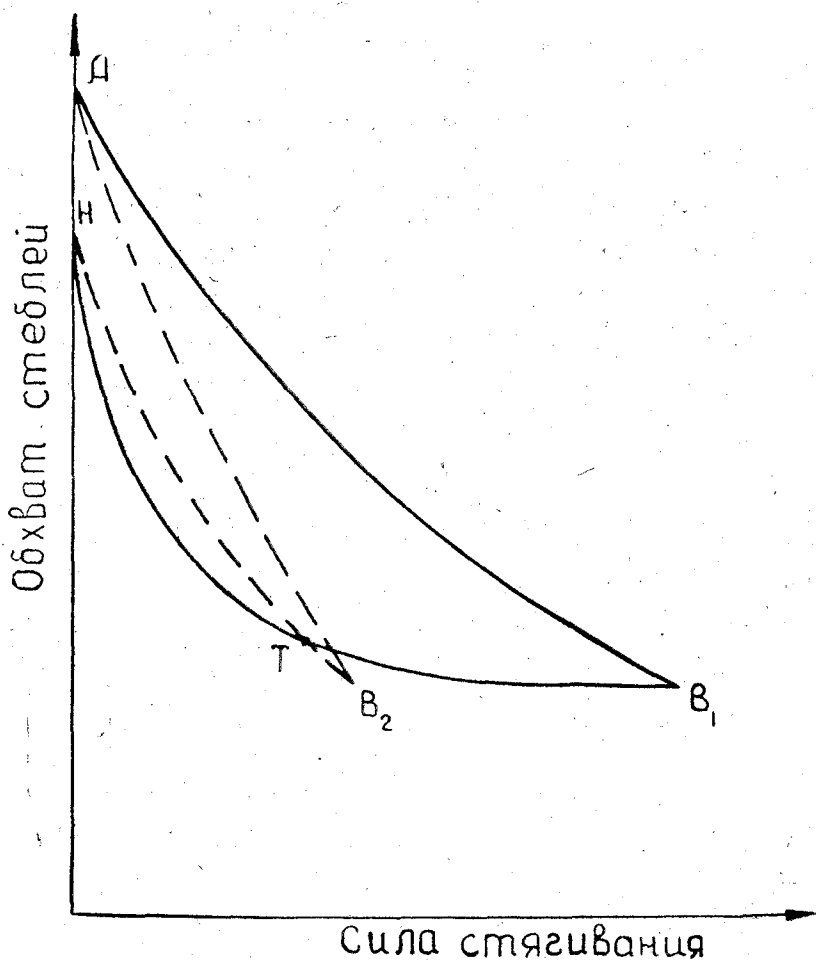


Фиг. 13. Схема обтягивания одной половины снопа гибкой лентой.

Для точки М, характеризующейся углом α , P равно:

$$P = P_0 e^{f\alpha}. \quad (17)$$

Как известно, формула Эйлера выводится при целом ряде допущений (гибкая лента нерастяжима, жесткость ленты равна нулю, лента движется с постоянной скоростью, силы инерции близки к нулю).



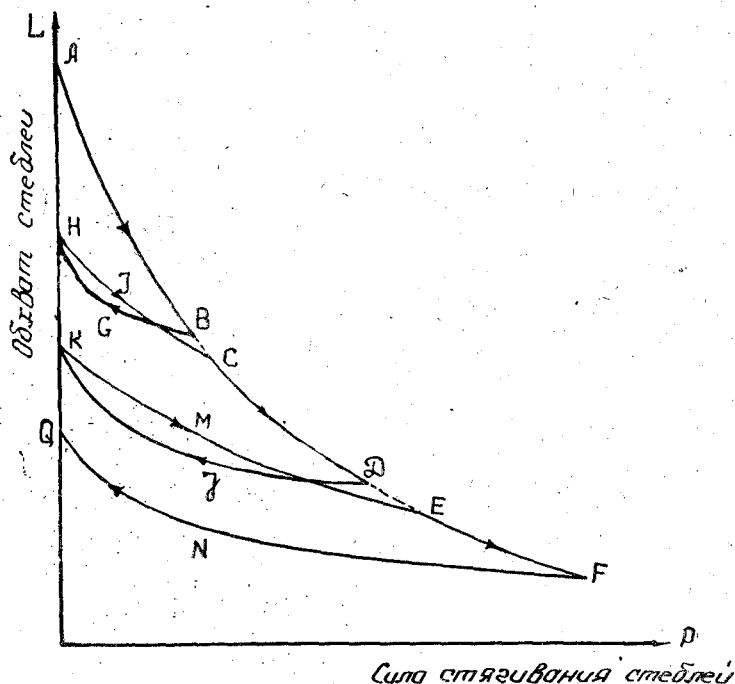
Фиг. 14. Вид диаграмм сжатия стеблей, записанных без вычета силы трения (сплошные линии) и с вычетом силы трения (штриховые линии).

Силу трения можно также исключить и по экспериментальным данным, если на диаграмме записывать силу стягивания в точке А (фиг. 13). Для этого требуется силоизмерительное ус-

тройство расположить в верхней части ленты. Такие опыты нами проводились. Из полученных данных следует, что трение можно исключить на диаграмме (записанной без вычета трения), принимая, что при сжатии стальной отшлифованной лентой свежесжатых стеблей $P_0 = (0,4 \div 0,5) P_k$, а при сжатии сухих стеблей $P_0 = (0,5 \div 0,6) P_k$.

Для сравнения на фиг. 14 изображены две диаграммы — одна — с вычетом трения, другая — без вычета трения.

Исследование сжатия стеблей на описанном приборе проводилось как на свежесжатом льне, так и на сухом льне, а также на стеблях тресты. Получено большое количество диаграмм, причем все они идентичны диаграммам сжатия стеблей на приборе поршневого типа. На основе полученных данных



Фиг. 15. Общий вид диаграммы сжатия стеблей в приборе ленточного типа:

ветвь $ABCDEF$ — главная кривая сжатия; ветви BGH , DIK и FNQ — кривые разгрузки; HIC и KME — кривые повторного сжатия.

можно установить общую закономерность сжатия стеблей, представленную графически на фиг. 15. На этом графике, как уже указывалось, по оси абсцисс откладывается сила стягивания, а по оси ординат — обхват снопа (массы сжимаемых стеблей).

Если массу стеблей непрерывно сжимать в одном направлении, то на диаграмме сжатия (фиг. 15) получим кривую

ABCDEF, которую по аналогии с предыдущим можно назвать **главной кривой сжатия**. Если же довести процесс сжатия до какой-то точки *B*, а затем загрузить сноп, то на диаграмме получится **кривая разгрузки** *BGH*, не совпадающая с первоначальной кривой сжатия *AB*; явление, при котором кривые нагрузки и разгрузки не совпадают, носит название гистерезиса. При повторном нагружении новая ветвь кривой сжатия *HIC*, которую назовем **кривой повторного сжатия**, в рассматриваемом диапазоне сил стягивания пройдет ниже главной кривой сжатия, а в некоторой точке *C*, характеризующейся тем, что сила стягивания в этой точке диаграммы несколько превышает силу, соответствующую началу разгрузки (т. е. точке *B*), эта новая ветвь кривой сжатия будет совпадать с главной кривой сжатия (*CDEF*). Повторно разгружая сноп, например, в некоторой точке *D* или *F*, мы получим идентичные кривые разгрузки, которые будут располагаться слева от главной кривой сжатия.

Следует также отметить, что на диаграмме, построенной без вычета силы трения, разгрузка, т. е. уменьшение силы стягивания, не сразу приводит к увеличению обхвата снопа; на некотором участке, т. е. до некоторой силы стягивания, обхват снопа почти не меняется, и только при дальнейшем уменьшении нагрузки сноп снова увеличивается вследствие упругости стеблей. На диаграмме сжатия, построенной с вычетом силы трения, уменьшение силы стягивания сразу приводит к уменьшению обхвата стеблей, но, как уже отмечалось, кривая разгрузки не совпадает (отстает) от кривой сжатия. Такое отставание периметра снопа от усилия стягивания можно классифицировать (об этом выше уже указывалось) как гистерезис, а площадь петли представляет собой работу, затраченную на уплотнение стеблей. Эта площадь значительно меньше, если по оси абсцисс (фиг. 15) записывается сила стягивания, из которой вычтена сила трения.

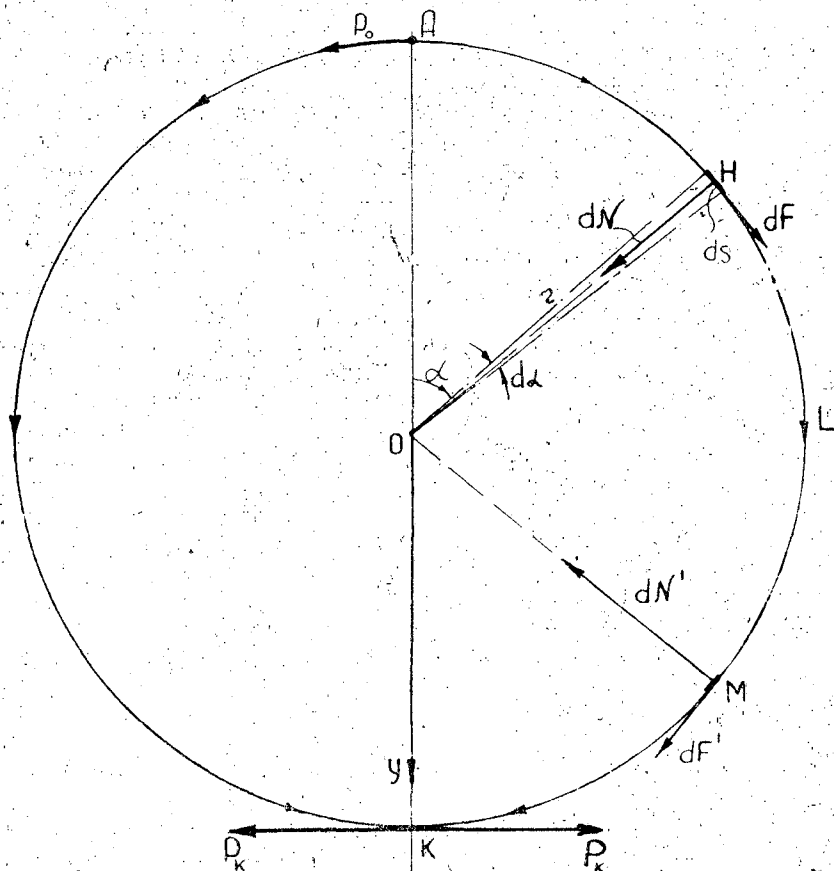
После снятия нагрузки объем снопа полностью не восстанавливается.

В связи с тем, что при стягивании массы стеблей гибкой лентой появляется трение и сила натяжения гибкой ленты по дуге *AHLMK* (фиг. 13) постепенно увеличивается, представляет интерес определить равнодействующую вертикальных составляющих сил давления и трения на сноп; другими словами, ввиду того, что сила натяжения гибкой ленты внизу больше, чем вверху, необходимо проверить, не будет ли сноп в этом случае выпираться вверх при стягивании, а если будет выпираться, то какая сила при этом действует на сноп вверх. Для этого обратимся к фиг. 16, на которой представлены силы, действующие на элемент поверхности снопа в некоторых точках *H* и *M*. Эти силы в точке *H* следующие: dN — нормальная реакция и dF — сила трения. Соответственно на элемент поверхности снопа в точке *M* будут действовать силы нормальная dN' и трения dF' .

Сила dN равна $q \cdot ds$, здесь ds — длина элемента дуги, причем $ds = r \cdot d\alpha$, где r — радиус кривизны, а $d\alpha$ — центральный угол. Сила dF равна $f \cdot dN$, где f — коэффициент трения. С учетом формулы (15) и (17) имеем:

$$dN = \frac{P_0 e^{f\alpha}}{r} r \cdot d\alpha = P_0 e^{f\alpha} \cdot d\alpha;$$

$$dF = f P_0 e^{f\alpha} \cdot d\alpha.$$



Фиг. 16. Схема сил, действующих на элемент поверхности снопа при обтягивании его гибкой лентой.

Проектируя эти силы на вертикальную ось y (фиг. 16) и суммируя проекции на всей дуге обхвата ($\alpha = \pi$), получим равнодействующую вертикальных составляющих сил давления и трения. Эта равнодействующая R_y равна:

$$R_y = \int_0^{\pi} P_0 e^{f\alpha} (f \sin \alpha + \cos \alpha) d\alpha = 0,$$

т. е. при стягивании гибкой лентой по представленной схеме (фиг. 5 и 13) на сноп в вертикальном направлении не действуют никакие силы, могущие вызвать его перемещение вверх или вниз (кроме силы тяжести самих стеблей).

На основе изложенного на фиг. 17 построена эпюра нормальных давлений со стороны гибкой ленты на поверхность сжимаемого снопа. Такой же вид будет иметь и эпюра деформаций массы стеблей при обтягивании их гибкой лентой.

Ввиду этого для оценки свойств стеблей сопротивляться сжатию, нельзя исходить из одной лишь силы стягивания P_K , действующей в точке K (фиг. 17), так как в других точках действует меньшая сила стягивания, но и нельзя исходить из силы стягивания P_0 , действующей в точке A , из-за того, что в других точках эта сила больше. Из эпюры распределения нормальных давлений, представленной на фиг. 17, видно, что для расчета процесса сжатия стеблей гибкой лентой необходимо исходить из такого значения силы стягивания, которое представляет собой некоторое среднее значение этой силы на интервале от $\alpha = 0$ до $\alpha = \pi$. Считая, что P зависит от P_0 по формуле (17), получим следующее выражение для определения расчетного усилия стягивания P_p , вызывающего сжатие стеблей:

$$P_p = \frac{\int_0^{\pi} P_0 e^{f\alpha} d\alpha}{\pi} = \frac{P_0}{\pi f} (e^{\pi f} - 1) \quad (18)$$

или

$$P_p = \frac{P_K - P_0}{\pi f} \quad (18')$$

Но, так как $\pi f = \ln \frac{P_K}{P_0}$ (см. формулу 16), то

$$P_p = \frac{P_K - P_0}{\ln \frac{P_K}{P_0}} \quad (19)$$

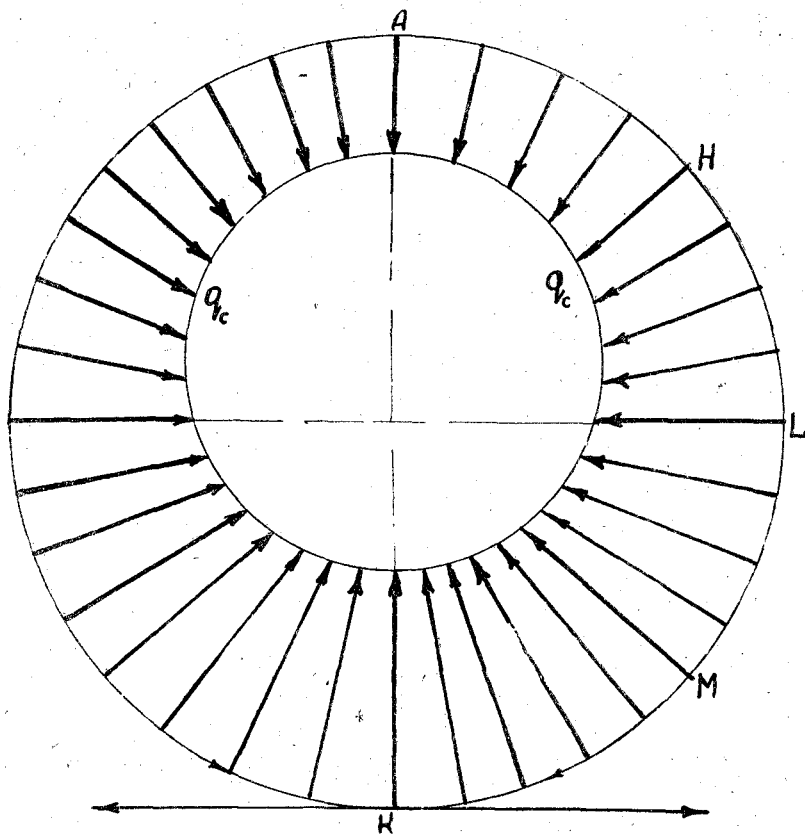
На основе (15) и (19) можно определить расчетное значение давления гибкой ленты на стебли при сжатии:

$$q_c = \frac{2(P_K - P_0)}{D_c \ln \frac{P_K}{P_0}}, \quad (20)$$

где q_c — удельное сопротивление массы стеблей сжатию, оно же равно расчетному значению давления (при сжатии стеблей в приборе поршневого типа удельное сопротивление стеблей сжатию также обозначено q_c).

Выше указывалось, что при сжатии стальной отшлифованной лентой свежесрезанных стеблей $\frac{P_0}{P_K} \approx 0,4 \div 0,5$, а у су-

хих стеблей $\frac{P_o}{P_k} \approx 0,05 \div 0,6$. Ввиду этого для свежавытербленных стеблей $P_p \approx (0,66 \div 0,72) P_k$, а для сухих стеблей $P_p \approx (0,72 \div 0,77) P_k$. Тогда при сжатии свежавытербленных стеблей удельное сопротивление массы стеблей $q_c \approx (0,66 \div 0,72) \frac{2P}{D_c}$ а при сжатии сухих стеблей $q_c \approx (0,72 \div 0,77) \frac{2P_k}{D_c}$.



Фиг. 17. Эпюра нормальных давлений со стороны гибкой ленты на поверхность сжимаемого снопа.

Для проверки справедливости полученных зависимостей удельного сопротивления q_c требуется еще определить относительное сжатие стеблей при воздействии на них гибкой ленты.

При стягивании стеблей гибкой лентой относительное их сжатие ϵ представляет собой отношение площади ΔF , на которую уменьшилось поперечное сечение снопа при сжатии, к первона-

чальной площади F_0 сечения снопа (F_0 точнее представляет собою ту наименьшую площадь поперечного сечения, которой характеризуется сноп в начале сжатия, когда сила стягивания равна нулю). Выше этот же показатель ε определяется как отношение хода поршня s к длине камеры l (если s и l умножить на ширину камеры, то получим отношение $\frac{\Delta F}{F_0}$). Таким образом:

$$\varepsilon = \frac{\Delta F}{F_0} = \frac{F_0 - F}{F_0}, \quad (21)$$

где F — текущее значение площади поперечного сечения снопа в процессе сжатия.

Так как $F_0 = \frac{L_0^2}{4\pi}$, а $F = \frac{L^2}{4\pi}$, где L — текущее значение обхвата (периметра) снопа, а L_0 — начальное значение обхвата снопа, то

$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{L}{L_0}\right)^2. \quad (22)$$

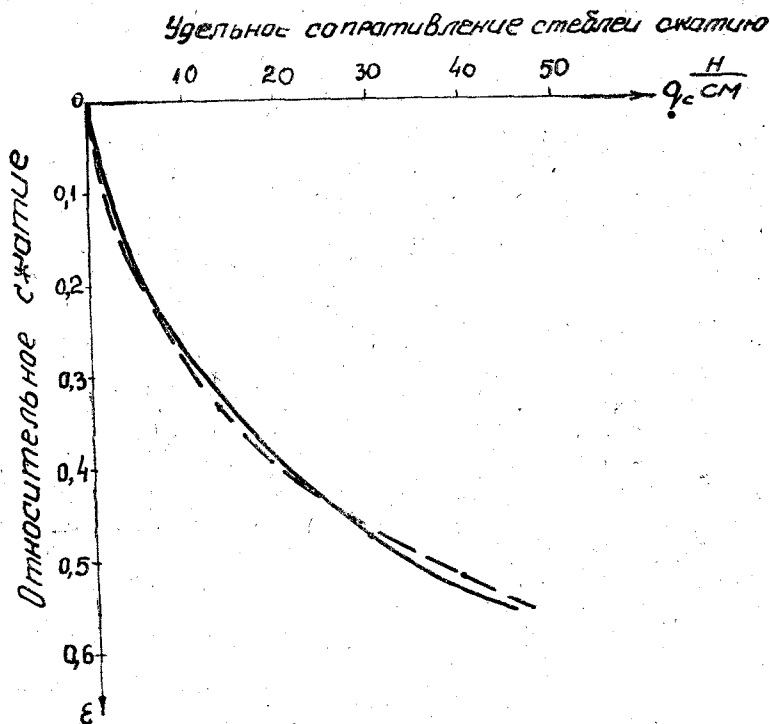
На фиг. 18 представлен график изменения удельного сопротивления сжатию сухих стеблей от относительного сжатия, причем q_c определено на приборе ленточного типа по формуле (20), а на приборе плунжерного типа — по формуле (7). Из графика видно, что расчеты удельного сопротивления сжатию по формуле (20) через среднее расчетное значение силы стягивания приводят нас к той же зависимости, которая получается при сжатии стеблей в устройстве поршневого типа. Это подтверждает справедливость зависимости (20); ввиду этого, главные кривые сжатия стеблей диаграмм, полученных на приборе ленточного типа, были обработаны на основе формулы (20).

Кривая разгрузки на диаграмме сжатия (фиг. 14) характеризуется тем, что на участках B_1T и B_2T имеет место резкое уменьшение силы стягивания стеблей в нижней точке K (фиг. 13) и выравнивание этих сил. В точке же T (фиг. 14) силы стягивания гибкой ленты по всей окружности выравнивались, т. е. $P_0 = P_K$. При дальнейшей разгрузке, т. е. на участке TH , сила стягивания ленты в точке K уже меньше, чем в верхней точке A (так как сила трения направлена в другую сторону).

Ввиду этого, и учитывая, что разница между P_K и P_0 в зоне разгрузки незначительна, при расчете среднего значения давления стеблей на ленту (т. е. удельного их сопротивления сжатию) в процессе разгрузки достаточно исходить из среднеарифметического значения силы стягивания, т. е.

$$q_c = \frac{2 \frac{P_0 + P_K}{2}}{D_c} = \frac{P_0 + P_K}{D_c}. \quad (23)$$

При повторном сжатии стеблей кривая повторного сжатия может быть определена по тем же формулам (18), (18'), (19) и (20), так как процессы в этом случае повторяют сжатие стеблей по главной кривой.



Фиг. 18. Закономерность изменения удельного сопротивления стеблей при сжатии их в приборе поршневого типа (сплошные линии) и в приборе ленточного типа (штриховые линии):

скорость сжатия стеблей 0,002 м/с, сорт льна Л-1120, влажность 12%, диаметр стеблей 1,3 мм.

С учетом изложенного и на основе формул (9), (11) и (13) ниже приводятся уравнения главной кривой сжатия, кривой разгрузки и кривой повторного сжатия, получаемых на приборе ленточного типа, если по оси абсцисс отложить не полную силу стягивания P_K , а среднее (расчетное) значение силы стягивания P_p .

Для главной кривой сжатия из (9), (15) и (22) находим:

$$P_p = \frac{Lq_{вг}}{2\pi} \left[e^{a_r \left(1 - \frac{L^2}{L_0^2} \right)} - 1 \right]. \quad (24)$$

При анализе процесса разгрузки учтем, что начало ослабления сжатия стеблей совпадает с концом сжатия (точки B , D и F на фиг. 15). Для этого начала (т. е. для точек B , D и F) введем обозначения расчетной силы стягивания P'_p и обхвата стеблей L' ; тогда на основе равенств (11), (15) и (22) получаем следующее уравнение кривой разгрузки:

$$P_p = L \left(\frac{q_{вр}}{2\pi} + \frac{P'_p}{L'} \right) e^{a_p \frac{(L')^2 - L^2}{L^2_0}} - \frac{L q_{вр}}{2\pi}. \quad (25)$$

Поступая аналогичным образом, можно получить уравнение кривой повторного сжатия. Обозначим обхват стеблей, соответствующий концу разгрузки и началу повторной нагрузки, через L'_0 (сила стягивания при этом равна нулю); тогда из (13), (15) и (22) получаем:

$$P_p = \frac{L q_{вр}}{2\pi} \left[e^{a_p \frac{(L'_0)^2 - L^2}{L^2_0}} - 1 \right]. \quad (26)$$

Как уже указывалось, на приборе ленточного типа проводилось исследование сжатия стеблей с малой скоростью (статическое сжатие) и большой скоростью — до 1,25 м/с (динамическое сжатие). Из полученных данных следует, что в динамических условиях сопротивление стеблей сжатию и их упругость увеличивается, а площадь петли гистерезиса уменьшается.

Так как упругость стеблей используется в вязальном аппарате для увеличения плотности снопа, при обработке результатов опытов нами вычислялась степень упругости стеблей; этот показатель определялся как отношение площади, на которую увеличилось поперечное сечение снопа при разгрузке, к площади, на которую до этого уменьшилось поперечное сечение снопа при сжатии. Если показатель упругости обозначить через v , то

$$v = \frac{F'_0 - F'}{F_0 - F'}, \quad (27)$$

где F'_0 — площадь поперечного сечения снопа после полной разгрузки,

F' — площадь поперечного сечения снопа при стягивании его в процессе сжатия.

Если у прибора поршневого типа обозначить через s' ход поршня, соответствующий началу разгрузки, а через s'_0 — ход поршня, соответствующий концу разгрузки, то показатель упругости равен:

$$v = 1 - \frac{s'_0}{s'} = 1 - \frac{\varepsilon'_0}{\varepsilon'}. \quad (28)$$

Результаты расчетов по определению показателя упругости представлены в табл. 1. Из этих данных следует, что с увеличе-

нием засоренности стеблей показатель упругости несколько уменьшается. Упругость сухих стеблей примерно в два раза больше, чем у свежевытербленных.

Зависимость сопротивления массы стеблей сжатию от их плотности. Полученные выше зависимости необходимо увязать с показателем, характеризующим заполнение сечения снопа стеблями. Если этот показатель назвать коэффициентом заполнения сечения снопа (его еще можно назвать плотностью пучка стеблей) и обозначить через λ_p , то

$$\lambda_p = \frac{\pi d_c^2 i_{\text{сн}}}{4F}, \quad (29)$$

где d_c — средний диаметр стеблей (в месте их сжатия),
 $i_{\text{сн}}$ — количество стеблей в снопе.

В приборе поршневого типа площадь поперечного сечения массы стеблей $F = h(l - s)$. Тогда коэффициент заполнения сечения снопа в этом приборе равен:

$$\lambda_p = \frac{\pi d_c^2 i_{\text{сн}}}{4h(l - s)}. \quad (30)$$

В приборе ленточного типа $F = \frac{L^2}{4\pi}$, а

$$\lambda_p = \frac{\pi^2 d_c^2 i_{\text{сн}}}{L^2}. \quad (31)$$

Начальное значение коэффициента заполнения сечения снопа, когда $s = 0$ в приборе поршневого типа и $L = L_0$ в приборе ленточного типа, окажется равным:

в приборе поршневого типа

$$\lambda_{p0} = \frac{\pi d_c^2 i_{\text{сн}}}{4hl}, \quad (32)$$

в приборе ленточного типа

$$\lambda_{p0} = \frac{\pi^2 d_c^2 i_{\text{сн}}}{L_0^2}. \quad (32')$$

Из (6), (30) и (32) получаем:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\lambda_{p0}}{\lambda_p}. \quad (33)$$

Такая же зависимость вытекает из формул (22), (31) и (32'). Если обозначить коэффициент заполнения сечения снопа, соответствующий началу разгрузки (точки B , D и F на фиг. 11), через λ'_p , а коэффициент заполнения сечения, соответствующий концу разгрузки и началу повторного сжатия, — через λ'_{p0} , то на основе формул (9), (11), (13) и (33) получаем следующие зависимости удельного сопротивления стеблей сжатию от их плотности:

для главной кривой сжатия

$$q_c = q_{вр} \left[e^{a_r \left(1 - \frac{\lambda_{po}}{\lambda_p} \right)} - 1 \right], \quad (34)$$

для кривой разгрузки

$$q_c = (q_{вр} + q'_c) e^{a_p \lambda_p \left(\frac{1}{\lambda'_p} - \frac{1}{\lambda_p} \right)} - q_{вр}, \quad (35)$$

для кривой повторного сжатия

$$q_c = q_{вр} \left[e^{a_n \lambda_{po} \left(\frac{1}{\lambda'_{po}} - \frac{1}{\lambda_p} \right)} - 1 \right]. \quad (36)$$

Зависимость удельного сопротивления стеблей сжатию от их плотности и относительного сжатия по главной кривой представлены графически на фиг. 19 и 20. Данные эти получены путем обработки кривых сжатия стеблей. Из графиков видно, что с уменьшением диаметра и влажности стеблей удельное сопротивление сжатию возрастает. Это может быть объяснено тем, что стебли малого диаметра лучше заполняют сечение снопа, ввиду чего их сопротивление сжатию увеличивается. Некоторое незначительное влияние оказывает сорт льна. С увеличением скорости сжатия стеблей их сопротивление увеличивается.

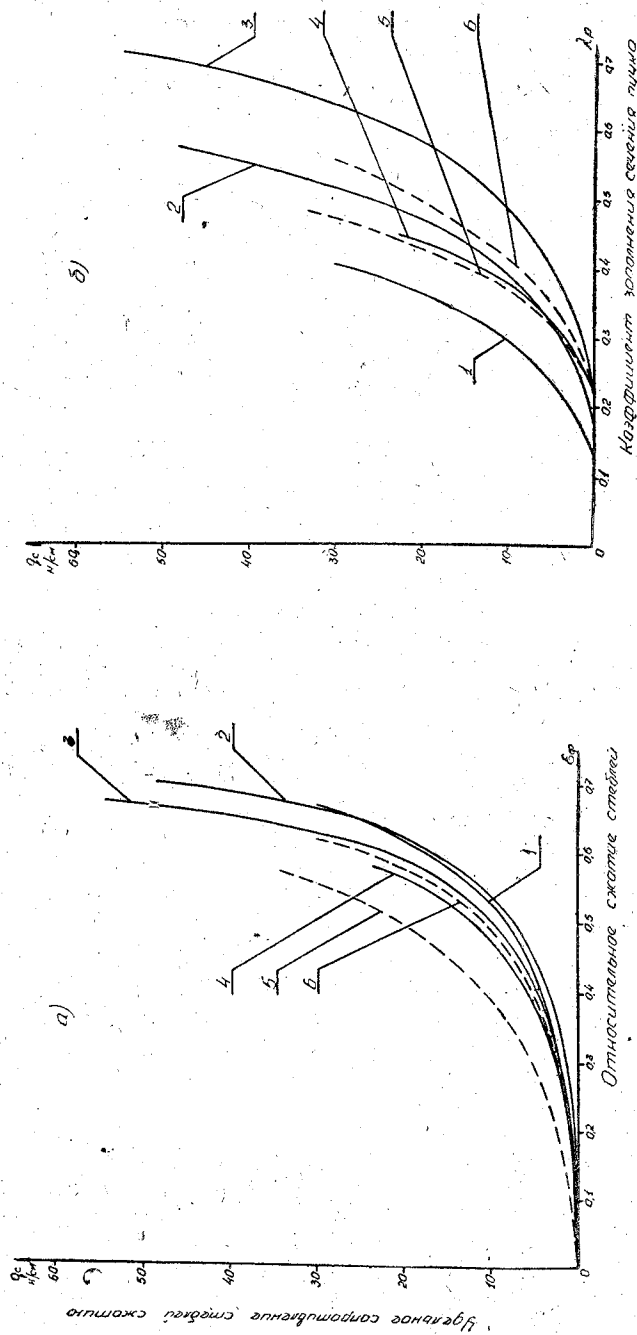
На основе формул (24), (25) и (26) и учитывая следующие зависимости, вытекающие из (22), (31) и (32'),

$$\left. \begin{aligned} L &= \pi d_c \sqrt{\frac{i_{сн}}{\lambda_p}}; \\ \left(\frac{L}{L_0} \right)^2 &= \frac{\lambda_{po}}{\lambda_p}; \\ L' &= \pi d_c \sqrt{\frac{i_{сн}}{\lambda'_p}}; \\ \left(\frac{L'}{L_0} \right)^2 &= \frac{\lambda_{po}}{\lambda'_p}; \\ \left(\frac{L'_0}{L_0} \right)^2 &= \frac{\lambda_{po}}{\lambda'_{po}}, \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

находим зависимость расчетной (средней) силы стягивания массы стеблей от их плотности:

для главной кривой сжатия

$$P_p = \frac{d_c q_{вр}}{2} \sqrt{\frac{i_{сн}}{\lambda_p}} \left[e^{a_r \left(1 - \frac{\lambda_{po}}{\lambda_p} \right)} - 1 \right], \quad (38)$$



Фиг. 19. Зависимость удельного сопротивления стеблей льна сжатию от деформации (а) и плотности (б) пучка (снопа) при скорости сжатия 0,003—0,004 м/с:

1 — стебли льна сорта И-7, влажность 65%, диаметр стеблей 1,6 мм; 2 — стебли льна сорта И-7, влажность 68%, диаметр 1,4 мм; 3 — стебли льна сорта И-7, влажность 11%, диаметр 1,1 мм; 4 — стебли льна сорта И-7, влажность 12%, диаметр 1,2 мм; 5 — стебли льняной тресты сорт Л-1120, влажность 14%, диаметр стеблей 1,1 мм; 6 — стебли льняной тресты сорт Л-1120, влажность 14%, диаметр стеблей 1,4 мм.

для кривой разгрузки

$$P_p = \left(\frac{d_c q_{вр}}{2} \sqrt{\frac{i_{сн}}{\lambda_{ро}}} + P_p' \sqrt{\frac{\lambda_p'}{\lambda_p}} \right) e^{a_p \lambda_{ро} \left(\frac{1}{\lambda_p'} - \frac{1}{\lambda_p} \right)} - \frac{d_c q_{вр}}{2} \sqrt{\frac{i_{сн}}{\lambda_{ро}}}, \quad (39)$$

для кривой повторного сжатия

$$P_p = \frac{d_c q_{вп}}{2} \sqrt{\frac{i_{сн}}{\lambda_p}} \left[e^{a_n \lambda_{ро} \left(\frac{1}{\lambda_p'} - \frac{1}{\lambda_p} \right)} - 1 \right]. \quad (40)$$

Графически зависимость расчетной силы стягивания стеблей от их плотности представлена на фиг. 21. На основе такого графика можно при расчете процесса вязки стеблей в вязальном аппарате определить силу, с которой перевясло стягивает сноп.

В формулах (29), (30) и др. для определения коэффициента заполнения сечения пучка стеблей под d_c следует понимать не среднеарифметическое значение диаметра стебля (пользование которым приводит к значительным ошибкам), а среднегеометрическое, равное:

$$d_c = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m d_i^2}{m}}, \quad (41)$$

где d_i — диаметр стебля, устанавливаемый путем замера,
 m — число замеренных стеблей.

Расчет по формуле (41) дает точный результат, но для пользования формулой нужно измерить диаметр каждого стебля в отдельности, а следовательно, потребуется затратить много времени. Более рациональная методика определения среднего диаметра стеблей состоит в следующем.

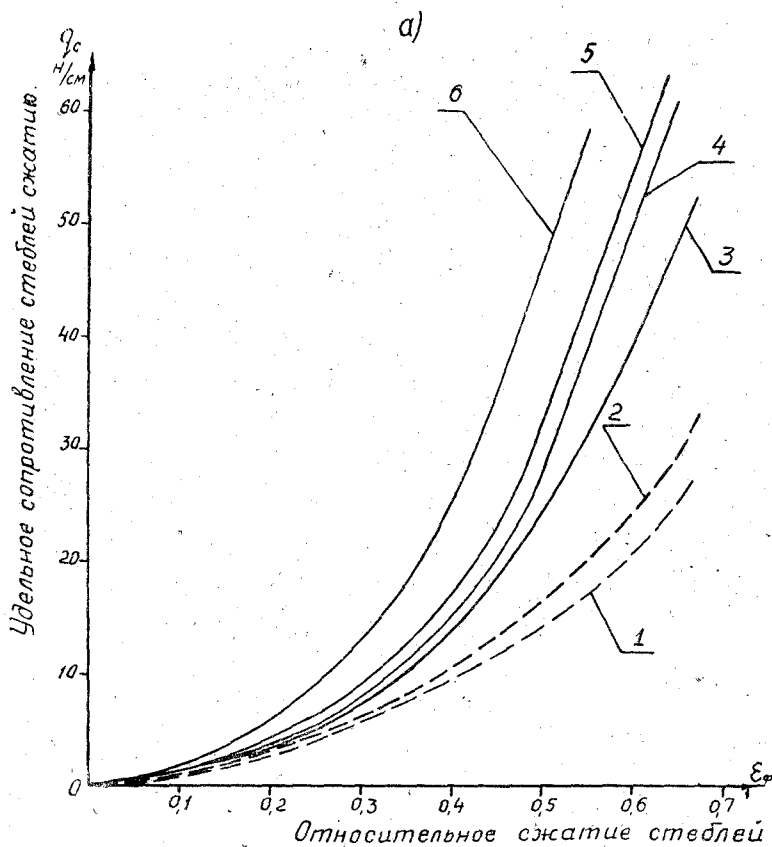
Путем отбора средней пробы из снопа получается некоторое количество m стеблей; это число разбивается на k групп стеблей с приблизительно равными диаметрами (в средней части). Затем стебли каждой группы складываются в ряд как можно плотнее и линейкой измеряется ширина группы стеблей. Средний диаметр n -ой группы стеблей находится по следующей формуле:

$$d_n = \frac{\Sigma d}{m_n}, \quad (42)$$

где Σd — ширина группы стеблей,
 m_n — количество стеблей в группе.

Так как мы имеем k групп стеблей, то средний диаметр стеблей для всего снопа выразится по формуле:

$$d_c = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^k m_n d_n^2}{m}}, \quad (43)$$

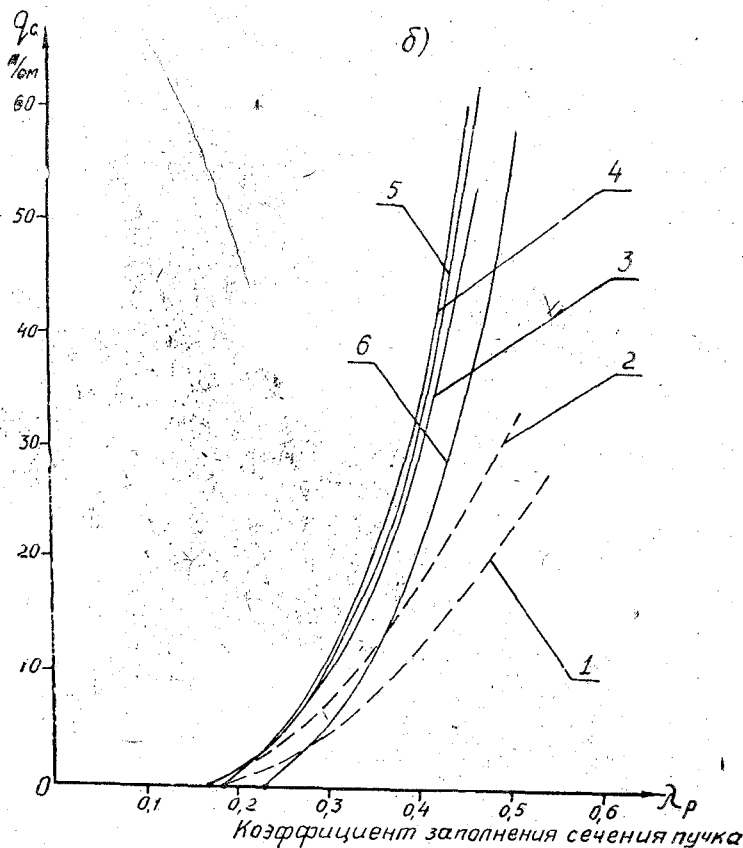


Фиг. 20. Зависимость сопротивления стеблей льна сжатию от де-
 Г — скорость сжатия 0,02 м/с., сорт И-7, влажность 60%, диаметр 1,3 мм;
 3 — скорость сжатия 0,004 м/с., сорт Л-1120, влажность 61%, диаметр
 диаметр 1,5 мм; 5 — скорость сжатия 0,004 м/с., сорт Л-1120, влажность
 ность 12%.

где m — общее количество стеблей,
 k — число групп стеблей.

Опыты показывают, что лучше всего брать k от 3 до 8.

Сжатие стеблей при повторных нагрузках одной и той же силой. При работе льноуборочных машин возможны случаи, когда механизмы вязального аппарата, производящие формирование и уплотнение снопа и воздействующие периодически на стебли, будут при каждом новом воздействии увеличивать деформацию и плотность стеблей. Этот случай при условии, что каждая последующая нагрузка прилагается после прекращения упругого восстановления деформаций по снятии предыдущей нагрузки



формации (а) и плотности (б) пучка (снопа):

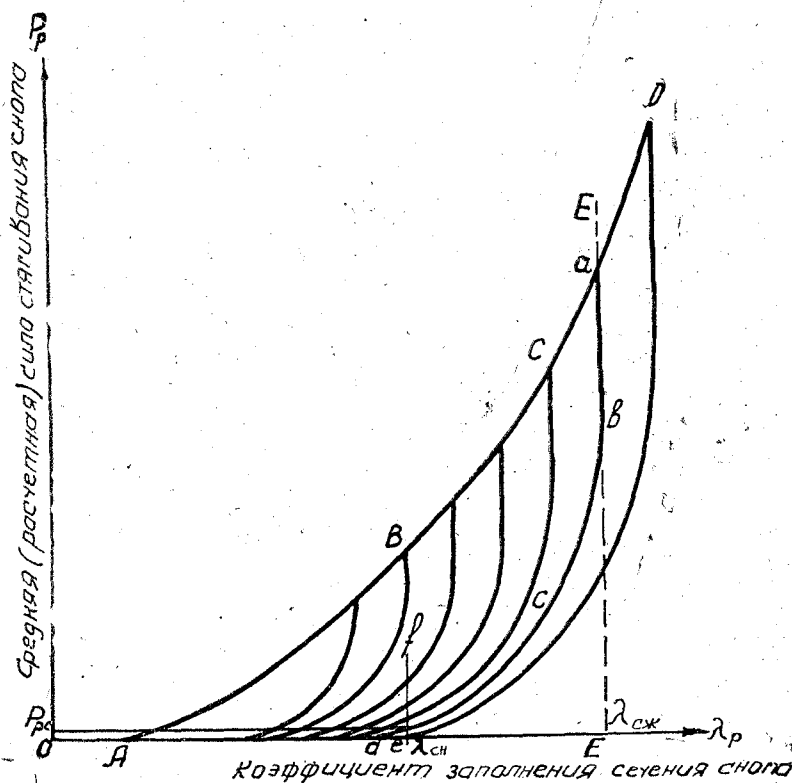
2 — скорость сжатия 0,65 м/с., сорт И-7, влажность 60%, диаметр 1,3 мм; 0,9 мм; 4 — скорость сжатия 0,004 м/с., сорт Л-1120, влажность 20%, 20%, диаметр 0,9 мм; 6 — скорость сжатия 0,004 м/с., сорт Л-1120, влажность 1,6 мм.

(причем, последующая нагрузка равна предыдущей), представлен графически на фиг. 22. Из графика видно, что полная деформация стеблей будет увеличиваться с ростом числа циклов нагрузок (на этом графике $q_{сц}$ — это циклически повторяющееся давление на стебли). В итоге, полная деформация массы стеблей стремится к некоторому пределу уплотнения, при котором стебли приобретают упруго уплотненное состояние.

Опыты, проведенные при различных значениях давления $q_{сц}$, с сухими и влажными стеблями льна (табл. 2), показали, что уже через 7—11 циклов наступает предел уплотнения.

Боковое давление стеблей при сжатии. Для расчета процесса сжатия стеблей в вязальном аппарате и других механизмах весьма важно знать величину бокового давления стеблей.

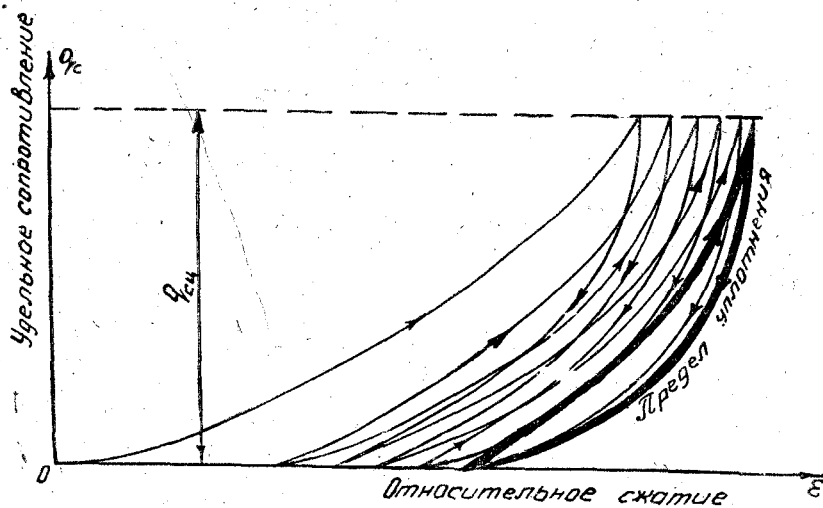
Если сжимать стебли в канале с жесткими боковыми стенками (фиг. 23, а), то боковые стенки испытывают давление со стороны стеблей. Это давление распирает стебли в направлении,



Фиг. 21. Зависимость расчетной силы стягивания снопа от коэффициента заполнения сечения.

перпендикулярном линии действия сжимающей силы, создавая боковой распор. Таким образом, стебли при сжатии фактически находятся под сжимающим действием продольной силы и реакций бокового распора.

Проведенные опыты показали, что с увеличением продольного давления увеличивается и боковое. Это видно, в частности, из фиг. 24, на которой представлена часть осциллограммы давления. Поэтому можно с известным приближением принять сле-

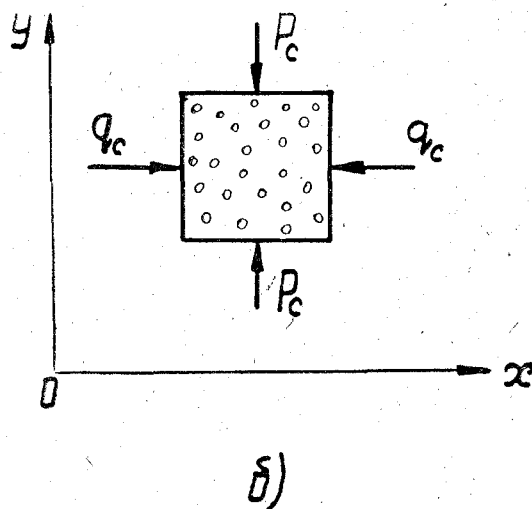
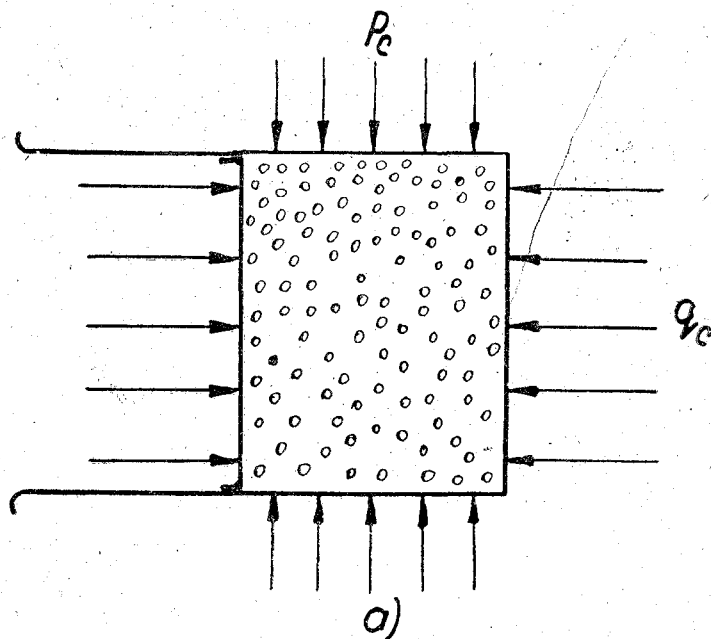


Фиг. 22. Диаграмма сжатия стеблей при повторных нагружениях одной и той же нагрузкой.

Таблица 2

Число нагрузок, необходимых для достижения предела уплотнения

Характеристика стеблей льна			Давление $q_{сч}$ Н/см	Число циклов нагру- зок, после которых стебли уплотняются
Сорт	Диаметр мм	Влажность %		
Л-1120	1,3	12	28	8—10
			52	8—10
			100	8—10
	0,8	15	28	8—10
			52	8—10
			100	8—10
	55	28	9—11	
		52	9—11	
2,2	55	28	8—10	
		52	8—10	
«Псковский»	0,8	15	28	8—10
			52	8—10
	50	28	8—10	
		52	8—10	
	2,0	50	28	7—9
52			7—9	



Фиг. 23. Сжатие стеблей в канале с жесткими стенками:

а) схема сжатия, б) схема к определению коэффициента поперечной деформации.

дующую зависимость бесконечно малого приращения бокового давления dp_c от такого же малого приращения продольного давления dq_c :

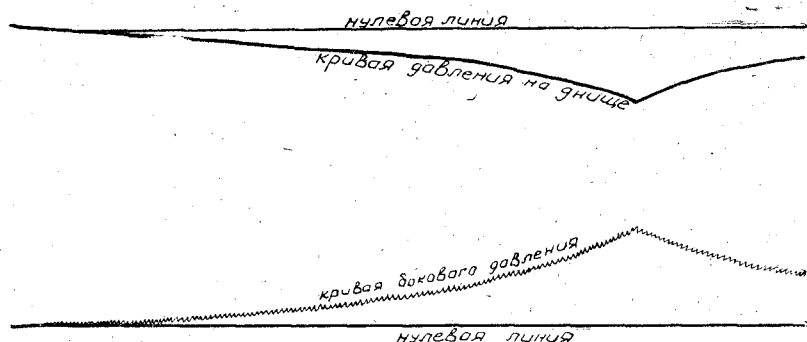
$$dp_c = \xi dq_c,$$

где ξ — коэффициент бокового распора.

Интегрированием этого уравнения получаем:

$$p_c = p_{сн} + \xi q_c, \quad (44)$$

где $p_{сн}$ — начальное значение бокового давления, имеющее место при $q_c = 0$; $p_{сн}$ зависит от предварительного уплотнения стеблей.



Фиг. 24. Часть осциллограммы, снятой при сжатии стеблей в приборе поршневого типа.

При ослаблении сжатия стеблей (разгрузка) зависимость (44) также в основном справедлива, но вместо $p_{сн}$ надо принимать давление $p_{со}$ вследствие остаточного бокового распора. У сухих стеблей величины $p_{сн}$ и $p_{со}$ близки к нулю, а коэффициент бокового распора колеблется в весьма небольших пределах. У свежесжатых стеблей величины $p_{сн}$ и $p_{со}$ могут принимать большие значения, и коэффициент бокового распора колеблется в несколько больших пределах, имея тенденцию к росту с увеличением относительного сжатия стеблей.

Значения коэффициента ξ по результатам опытов для стеблей льна приводятся в табл. 3. Как видно из данных табл. 3, коэффициент бокового распора увеличивается с ростом влажности стеблей, их диаметра и засоренности. Сорт льна существенно не влияет на коэффициент бокового распора.

Коэффициент бокового распора может быть определен и расчетным путем, если рассматривать сжимаемые стебли как сыпучую среду. Действительно, так как форма стеблей в сечении круглая, то параллельно уложенные стебли можно рассматривать как параллельно уложенные трубки, не сцепленные между

собой. При сравнительно небольших значениях относительного сжатия стеблей последние будут расплющиваться весьма незначительно, а контакт между ними по-прежнему будет происходить в точках или линиях. Поэтому стебли растений можно с известным приближением рассматривать как сыпучую среду.

Таблица 3

Значения коэффициента бокового распора

Сорт	Характеристика стеблей льна				Значение коэффициента ξ
	Вид сжатия	Диаметр, мм	Влажность, %	Засоренность, %	
Л-1120	Статическое	0,8—1,0	12—18	0 2	0,20—0,40 0,30—0,45
			40—60	2	0,25—0,50
		1,3—1,8	12—18	0 2	0,25—0,45 0,30—0,50
			40—60	1	0,30—0,50
	Динамическое	0,8—1,0	40—60	0	0,35—0,55
«Псковский»	Статическое	0,8—1,0	12—18	1	0,25—0,45
		1,3—1,8	12—18	1	0,25—0,50
		1,3—1,8	40—60	0	0,30—0,50
	Динамическое	1,3—1,8	40—60	0	0,35—0,55

Как известно из механики сыпучей среды [32, стр. 78], для площадок, у которых действующее давление достигло максимума, а боковое давление — минимума (такой случай выше рассматривался, если не учитывать трение стеблей о стенки камеры и исходить из того, что по направлению сжатия стеблей прикладывается лишь нормальное давление, касательное же равно нулю), коэффициент бокового распора определяется по следующей формуле:

$$\xi = \frac{1 - \sin \varphi_0}{1 + \sin \varphi_0} = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right), \quad (45)$$

где φ_0 — угол внутреннего трения стеблей.

При $\varphi_0 = 25^\circ$, $\xi = 0,40$; $\varphi_0 = 30^\circ$, $\xi = 0,33$, а при $\varphi_0 = 40^\circ$, $\xi = 0,22$.

Коэффициент бокового распора можно было бы определить расчетным путем, исходя еще из свойства стеблей сжиматься в поперечном направлении, т. е. на основе коэффициента поперечной деформации (коэффициент Пуассона). Как известно, этот коэффициент равен отношению относительной поперечной деформации ε_1 к относительной продольной ε , т. е. $\mu = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$.

В свою очередь относительная поперечная деформация ε_r представляет собой отношение величины, на которую увеличилась ширина поперечного сечения массы стеблей при сжатии (в канале без стенок), к первоначальной ширине сечения массы стеблей. Но так как стебли растений являются сыпучим материалом и для исследования их сжатия нужен канал с жесткими стенками, то их относительная поперечная деформация определяется косвенным путем.

Стебли сельскохозяйственных растений при параллельном их уложении можно рассматривать как материал анизотропный, свойства которого в различных направлениях различны. В первую очередь нас интересует величина μ при сжатии стеблей в направлении, перпендикулярном их расположению. Применительно к стеблям растений такого рода исследований проведено мало. В литературе коэффициент Пуассона приводится для стеблей соломы в исследованиях С. А. Алферова [2], — при этом с увеличением сжатия стеблей коэффициент Пуассона растет. Коэффициент этот определен косвенным путем через силу трения стеблей о боковые стенки камеры сжатия исходя из того, что сжатие стеблей подчиняется закону Гука. Для стеблей льна значения коэффициента Пуассона не определены. Ниже рассматривается определение коэффициента Пуассона при сжатии стеблей в направлении, перпендикулярном их расположению. Для этого случая коэффициент Пуассона обозначим через μ_n .

На фиг. 23,6 представлена схема элемента массы стеблей, на грани которого действует давление q_c по направлению оси x и давление p_c по направлению оси y (сжатие двухосное). Под действием этих сил элемент деформируется таким образом, что по оси y абсолютная деформация равна нулю (т. е. жесткие стенки параллельны оси x). Исходя из определения коэффициента Пуассона можно записать, что

$$\varepsilon_y = \mu_n \varepsilon_{qc} - \varepsilon_{pc} = 0, \quad (46)$$

где ε_y — деформация по оси y ,

ε_{qc} — деформация по оси x от действия давления q_c ,

ε_{pc} — деформация по оси y от действия давления p_c .

Из (9) следует, что

$$\varepsilon_{qc} = \frac{1}{a_r} \ln \left(1 + \frac{q_c}{q_{вг}} \right),$$

а

$$\varepsilon_{pc} = \frac{1}{a_r} \ln \left(1 + \frac{p_c}{q_{вг}} \right).$$

Подставляя эти значения в уравнение (46), находим:

$$\mu_n = \frac{\ln \left(1 + \frac{p_c}{q_{вг}} \right)}{\ln \left(1 + \frac{q_c}{q_{вг}} \right)}. \quad (47)$$

Измеряя во время опытов q_c , соответствующее ему боковое давление p_c и зная константу $q_{вг}$, можно по формуле (47) определить коэффициент Пуассона. Этот же коэффициент можно определить и по несколько другой формуле, вытекающей из уравнений (9) и (47). Так из (47) следует, что

$$p_c = q_{вг} \left[\left(1 + \frac{q_c}{q_{вг}} \right)^{\mu_n} - 1 \right], \quad (48)$$

а из (9)

$$\left(1 + \frac{q_c}{q_{вг}} \right) = e^{a_{г\epsilon} q_c}.$$

Обозначая деформацию ϵ_{qc} через ϵ , находим

$$p_c = q_{вг} (e^{a_{г\mu_n \epsilon}} - 1)$$

и так как $q_c = q_{вг}(e^{a_{г\epsilon}} - 1)$, то

$$\xi = \frac{p_c}{q_c} = \frac{e^{a_{г\mu_n \epsilon}} - 1}{e^{a_{г\epsilon}} - 1}, \quad (49)$$

откуда

$$\mu_n = \frac{1}{a_{г\epsilon}} \ln \left[\xi (e^{a_{г\epsilon}} - 1) + 1 \right]. \quad (50)$$

Из полученного равенства видно, что коэффициент Пуассона зависит от относительного сжатия стеблей, т. е. не является величиной постоянной.

Если же стебли уплотнены до своего предела и при этом их рассматривать как упругое тело, следующее закону Гука, согласно которому между давлением и деформацией имеет место зависимость $q_c = E_c \epsilon$, где E_c — модуль упругости массы уплотненных стеблей при сжатии (E_c отличается от модуля упругости E , общепринятого в курсе сопротивления материалов, размерностью), то, обращаясь снова к фиг. 23, б и повторяя уравнение (46), можно записать, что:

$$\mu_n \frac{q_c}{E_c} - \frac{p_c}{E_c} = 0,$$

откуда

$$p_c = \mu_n q_c, \quad (51)$$

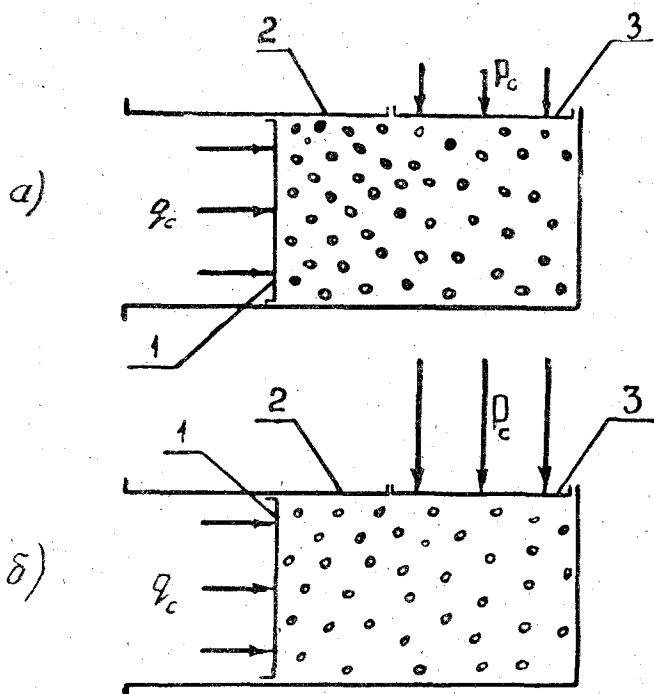
то есть

$$\xi = \mu_n. \quad (51')$$

Таким образом, при двухосном сжатии упругого тела (в плоскости), коэффициент бокового распора равен коэффициенту Пуассона.

Активное давление и пассивное сопротивление массы стеблей при сжатии. Проведенными опытами по сжатию стеблей, во время которых измерялись продольное и боковое давления, причем стебли сжимались по направлению продольной силы (фиг. 25, а),

установлено, как об этом выше уже говорилось, что боковое давление p_c , воспринимаемое поршнем 3, меньше продольного q_c . Этот случай в строительной механике носит название активного давления, а боковое давление при этом, меньшее продольного, называется активным.



Фиг. 25. Схемы, иллюстрирующие соотношение давлений при активном (а) и пассивном (б) боковом давлении:

1 — поршень продольного сжатия, 2 — стенка камеры, 3 — поршень бокового сжатия.

Производились также попытки подвинуть поршень (или деформатор) 3 бокового сжатия вниз (по схеме на фиг. 25, б), но при этом потребовалось значительно увеличить боковое давление и лишь после этого началось увеличение продольного давления q_c . Это явление, при котором боковое давление больше продольного, представляет собой пассивное сопротивление, а боковое давление при этом называется пассивным. Таким образом, стебли, пассивно сопротивляясь внедрению поршня 3, оказывают на него гораздо большее давление, чем то, которое имеет место при активном его выталкивании стеблями.

Как следует из формулы (45), при активном боковом давлении величина p_c равна:

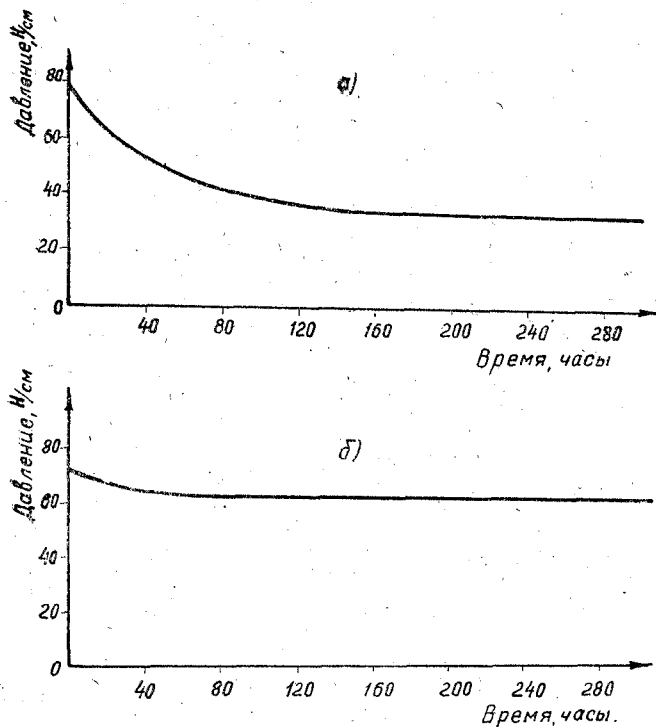
$$p_c = q_c \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2} \right). \quad (52)$$

При пассивном же боковом давлении получается другая зависимость бокового давления от продольного. Если исходить из законов механики сыпучей среды [82, стр. 396], то в этом случае

$$p_c = q_c \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi_0}{2} \right) \quad (53)$$

или

$$p_c = \frac{q_c}{\xi}. \quad (53')$$



Фиг. 26. Падение напряжений в сжатом слое стеблей льна (с головками) во времени. Сорт льна Л-1120, диаметр стеблей 1,0 мм, засоренность 0,3%:
а) стебли влажностью 50%; б) стебли влажностью 16%.

Ввиду разницы в соотношениях между продольным и боковым давлениями в вязальном аппарате во время вязки снопа для равномерного сжатия последнего на него нужно давить не

в одном направлении (как это делается на современных вязальных аппаратах грудью иглы), а в двух направлениях, т. е. и сверху или снизу, и сбоку.

О релаксации напряжений в сжатом слое стебельной массы. Если стебельная масса оказывается сжатой на длительное время, то, как показывают многочисленные наблюдения, при неизменной деформации имеет место релаксация напряжений.

Для исследования этого вопроса были проведены следующие опыты.

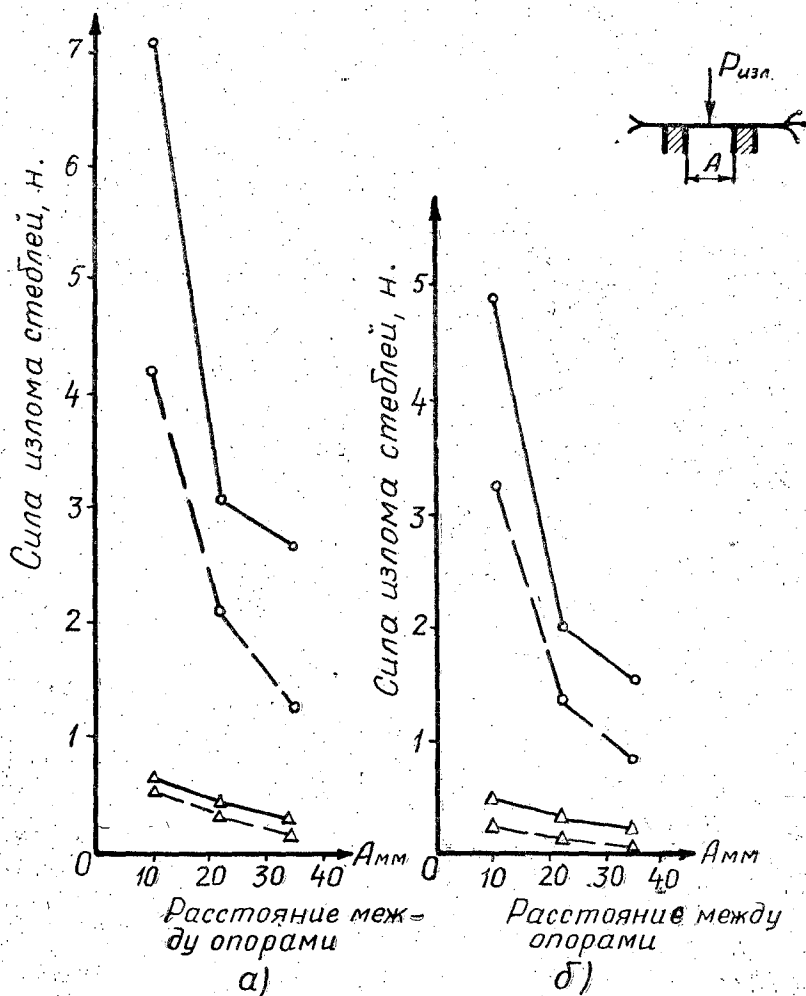
В прибор для сжатия стеблей (фиг. 6), но с устройством поршневого типа, поочередно закладывались свежесрезанные и сухие стебли льна, сжимались до сравнительно высоких давлений и оставались в таком состоянии длительное время (до 20 дней), пока напряжения упадут до некоторой постоянной величины. Через каждые 2—3 дня регистрировалось значение напряжения. По полученным данным построены кривые изменения напряжений в сжатом слое стеблей, представленные на фиг. 26. Из графиков следует, что у влажных стеблей при сжатии их под давлением 78 Н/см через 14 дней давление падает в 2,2 раза, а у сравнительно сухих стеблей при первоначальном давлении 73 Н/см уменьшение давления произошло лишь в 1,2 раза.

Таким образом, при сжатии сухих стеблей происходит значительно меньшее падение напряжений.

§ 5. Сопротивление стеблей льна излому.

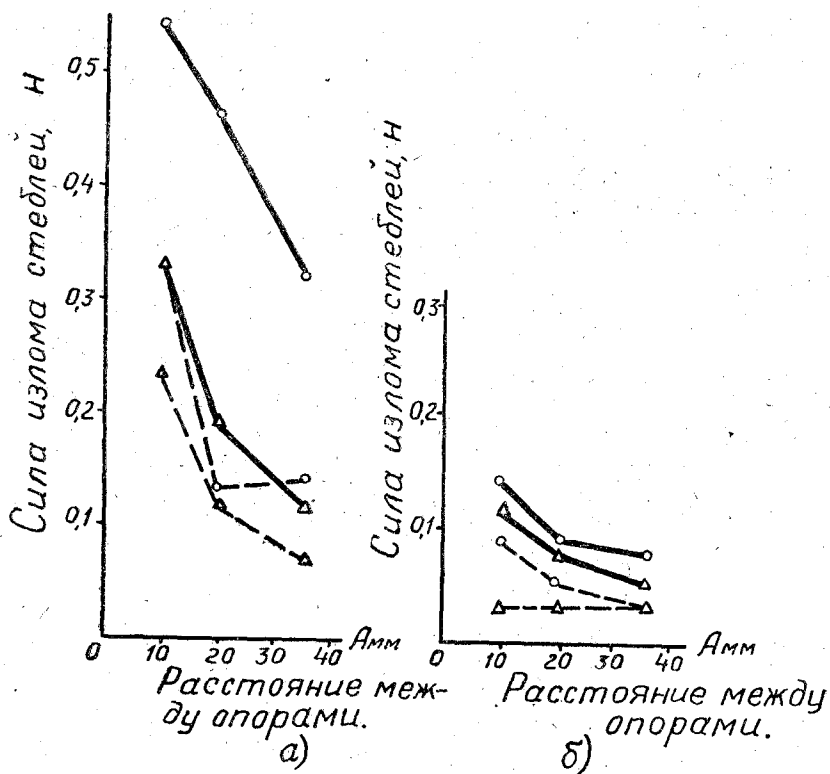
Опыты по излому стеблей проводились нами по схеме на фиг. 27 с целью определения зависимости силы излома $P_{\text{изл}}$ от расстояния A между опорами, диаметра и влажности стеблей и других факторов. Такие данные необходимы при расчёте, например, транспортирующих пальцев или игл, воздействующих на стебли и стремящихся затянуть их в щели транспортера. Опыты проводились на приборе для определения механических характеристик стеблей, переделанном с целью увеличения диапазона измеряемых сил и регулировки расстояния между опорами. Кроме прибора использовалось устройство, действующее по схеме на фиг. 27. Стебли подвергались излому на различных расстояниях от комлевой части, а также в зоне соцветий.

Часть результатов опытов представлена на фиг. 27, 28 и 29. Полученные данные показывают, что с увеличением расстояния между опорами и влажности стеблей и уменьшением их диаметра сила излома стеблей уменьшается. Наименьшая сила излома имеет место в зоне соцветий и равна 0,031 Н.



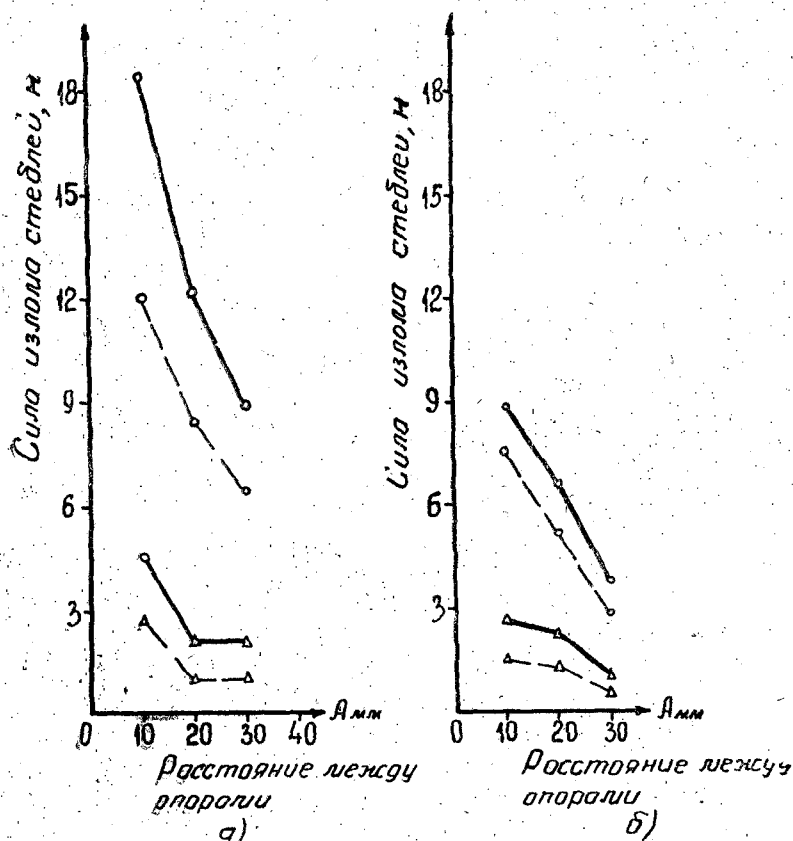
Фиг. 27: Зависимость силы излома стеблей влажностью 68,8% от расстояния между опорами и их диаметра:

а) данные по излому стеблей на $\frac{1}{3}$ длины от комля; б) данные по излому стеблей на $\frac{2}{3}$ длины от комля; $\circ$ — диаметр стеблей 2,2 мм; $\triangle$ — диаметр стеблей 1,2 мм; — — — средние значения силы излома; - - - минимальные значения силы излома.



Фиг. 28. Зависимость силы излома стеблей влажностью 68,8% от расстояния между опорами и их диаметра:

а) данные по излому верхней части стеблей до разветвления; б) данные по излому начальной части соцветия стеблей; о — диаметр стеблей 1,3 мм; Δ — диаметр стеблей 1,1 мм; — — — средние значения силы излома; — — — минимальные значения силы излома.

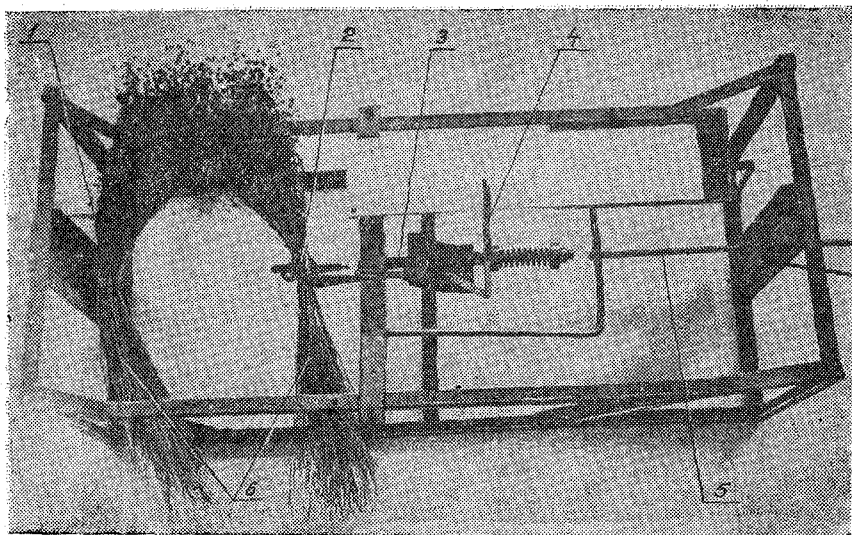


Фиг. 29. Зависимость силы излома стеблей влажностью 13% от расстояния между опорами и их диаметра:

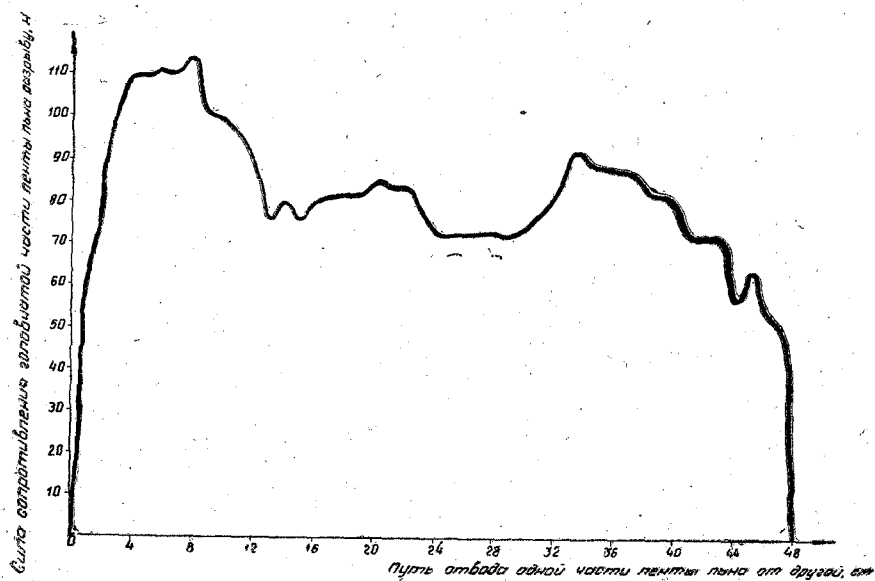
а) данные по излому стеблей на $\frac{1}{3}$ длины от комля; б) данные по излому стеблей на $\frac{2}{3}$ длины от комля; о — диаметр стеблей — 1,9 мм, Δ — диаметр стеблей 1 мм; — — средние значения силы излома, --- минимальные значения силы излома.

§ 6. Сопротивление ленты льна отрыву.

Исследование сцепленности головчатой части ленты льна проводилось на приборе для исследования сжатия стеблей, оборудованном дополнительными приспособлениями (фиг. 30). Ремень, ролик и соединительное звено были сняты, а вместо них установлены хомут 1 и зажимное устройство 2; были также удлинены столик для крепления бумаги и винт 5, идущий к рукоятке. Исследуемая лента 6 льна разделялась на две половины, одна крепилась хомутом 1 к раме прибора неподвижно, а другая зажималась в устройстве 2, связанном с силовым механизмом 3



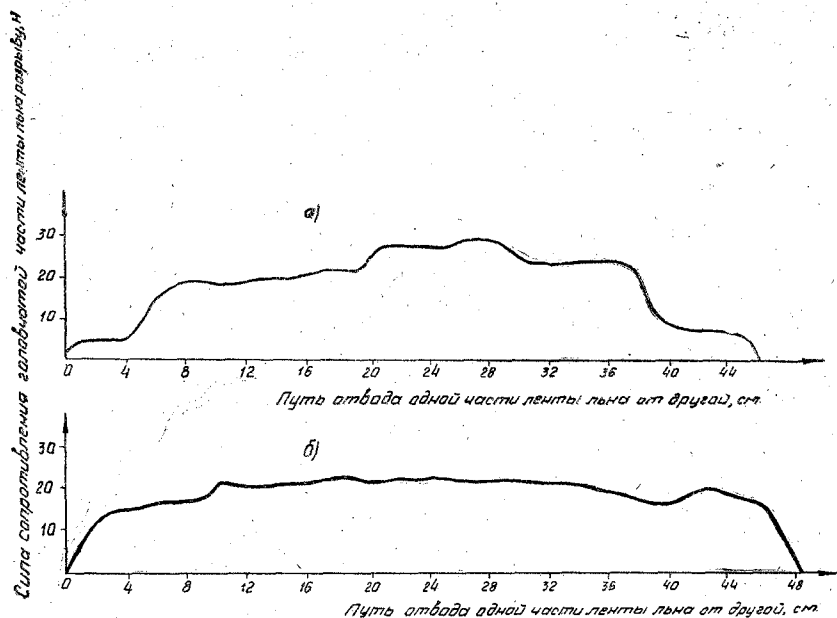
Фиг. 30. Исследование сцепленности головчатой части ленты льна на приборе:
1 — хомут, 2 — зажимное устройство, 3 — силовой механизм, 4 — регистрирующее устройство, 5 — винт, 6 — разрываема лента льна.



Фиг. 31. Зависимость силы сопротивления головчатой части ленты льна разрыву от пути отвода одной части ленты от другой при числе стеблей 6400 на одном пог. метре ленты и расстоянии от верхнего края ленты до места ее зажатия, равном 24 см.

и регистрирующим устройством 4. При вращении рукоятки винта зажим 2 вместе с силовым и регистрирующим механизмами и половиной ленты льна отходили от хомута 1, преодолевая сцепленность головчатой части обеих половин ленты и сжимая пружину силового механизма. В это время регистрирующее устройство записывало кривую, представляющую собой зависимость между силой сопротивления головчатой части ленты льна отрыву и величиной пути развода двух частей ленты.

Опыты проводились на лентах льна сорта Л-1120, полученных при работе льнотеребилки ЛТ-4. Ширина ленты была 95 см, длина стеблей общая — 78 см, головчатость — 2,1, средний диаметр стеблей — 1,2 мм, спелость льноголовок — бурых 39,1%, желтых — 24,2%, зеленых — 36,7%, влажность стеблей — 45,5%, влажность головок — 40,8%. Для увеличения толщины лента складывалась вдвое и втрое.



Фиг. 32. Зависимость силы сопротивления головчатой части ленты льна разрыву от пути отвода одной части ленты от другой при числе стеблей на 1 пог. метре ленты 3200:

а) расстояние от верхнего края ленты до места ее зажатия равно 23 см; б) расстояние от верхнего края ленты до места ее зажатия равно 24,5 см.

Часть из полученных диаграмм представлена на фиг. 31 и 32. Диаграммы показывают, что особой закономерности в протекании процесса разрыва головчатой части ленты льна нет. Это объ-

ясняется, очевидно, тем, что сплетение стеблей в ленте, образующейся в процессе работы машин, носит чисто случайных характер. Сила P сопротивления ленты разрыву возрастает с увеличением числа стеблей в 1 погонном метре ленты, т. е. с увеличением ее толщины. Работа A , необходимая для разрыва ленты, колеблется, как это можно видеть из представленных графиков, в широких пределах.

Согласно данным Л. М. Клятиса [33], занимавшегося разрывом головчатой части ленты льна от четырехсекционной теребилки при влажности стеблей 10—16% и головчатости 2,7, максимальная сила сопротивления головчатой части ленты льна отрыву достигает 30—40 кгс.

§ 7. Сводная таблица данных, характеризующих стеблестой льна в период уборки

В результате обобщения материалов исследований М. И. Шлыкова, И. В. Крагельского и других авторов, включая и выше приведенные исследования, составлена табл. 4, в которой представлены значения основных показателей стеблестоя льна в период уборки.

В литературе часто рекомендуется производить расчет рабочих органов льноуборочных машин исходя из, так называемых, средних показателей стеблестоя льна. Это едва ли можно считать правильным. Машины должны быть пригодными для работы на любом стеблестое льна. Поэтому расчеты рабочих органов во многих случаях необходимо производить для условий, близких к предельным значениям показателей стеблестоя льна с тем, чтобы проектируемые машины были достаточно работоспособными в любых условиях.

Таблица 4

Основные данные, характеризующие стеблестой льна в период уборки

Показатели	Значения показателей
Урожай льна на корню в ц/га:	
в сыром виде	30—120
в воздушно-сухом состоянии	20—60
Содержание в стеблестое льна в %:	
соломки	60—85
головок	20—30
семян	10—20
листочков	1—3
Число стеблей на 1 м ² поля	500—2500
Засоренность стеблестоя в %	до 25%
Длина стеблей в см:	
общая	40—140

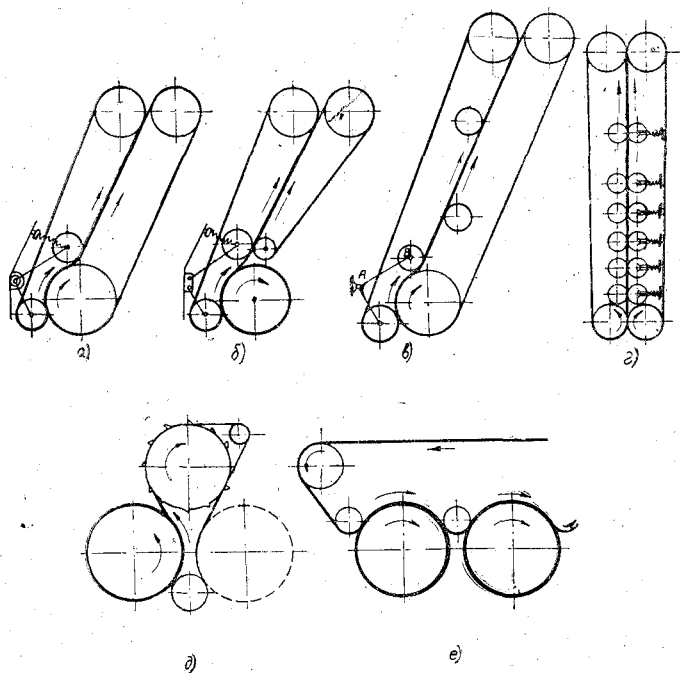
Показатели	Значения показателей
техническая	35—125
Отношение технической длины стебля к общей длине	0,85—0,95
Диаметр стеблей (на 1/3 высоты) в мм	0,60—2,80
Отношение технической длины стебля к диаметру	450—650
Влажность на корню в %:	
стеблей	25—70
головок	20—70
сорняков	10—90
Масса одного стебля льна с головками в г	0,5—2,5
Сила, необходимая для выдергивания одного стебля из почвы:	
в Н	4—12
в кгс	0,4—1,2
Работа, затрачиваемая на выдергивание одного стебля из почвы:	
в Дж.	0,10—0,25
в кгс·см	1,0—2,5
Длина, на которую нужно вытянуть стебель из земли до полного отрыва (длина пути действия усилия), в см	2—6
Высота зоны головок в стеблестое льна на корню в см	30—60
Головчатость в шт.	1—5
Диаметр головок льна в мм	4—8
Сила, необходимая для отрыва головки от стебля:	
в Н	1—10
в кгс	0,1—1,0
Работа, затрачиваемая на отрыв головки от стебля:	
в Дж.	0,02—0,18
в кгс·см	0,2—1,8
Плотность в г/см ³ :	
стеблей	0,10
головок	0,15
семян	1,15
Усилие разрыва верхней части стебля:	
в Н	20—40
в кгс	2—4
Усилие разрыва средней части стебля:	
в Н	30—60
в кгс	3—6
Коэффициенты трения свежесрезанных стеблей:	
по стали	0,4—1,0
по дереву	0,5—0,6
по резине	0,6—0,9
по стеблям	0,5—0,8
Коэффициенты трения сухих стеблей:	
по стали	0,2—0,4
по дереву	0,2—0,6
по резине	0,2—0,5
Жесткость стеблей в Н/см ² :	
диаметром 1,8 мм	47,5—54,7
» 1,2 мм	15,8—20,1
» 0,9 мм	9,2
Жесткость стеблей в кгс·см ² :	
диаметром 1,8 мм	4,75—5,47

Показатели	Значения показателей
» 1,2 мм	1,58—2,01
» 0,9 мм	0,92
Сила, необходимая для излома свежавытербленных стеблей, Н:	
на 1/3 длины от комля	0,20—7,00
на 2/3 длины от комля	0,10—5,00
в зоне соцветия	0,03—0,15
Сила, необходимая для излома сухих стеблей, Н:	
на 1/3 длины от комля	1,0—18,0
на 2/3 длины от комля	0,5—9,0
Сила средняя, необходимая для разрыва ленты льна головчатостью 2,1, Н:	
при густоте ленты 1600—3200 стеблей на 1 пог. м	1,0—20,0
при густоте ленты 4800—6400 стеблей на 1 пог. м	25,0—90,0
Работа, необходимая для разрыва ленты льна головчатостью 2,1, Дж.	
при густоте ленты 1600—3200 стеблей на 1 пог. м	0,5—10,0
при густоте ленты 4800—6400 стеблей на 1 пог. м	15,0—45,0
Показатель упругости стеблей при их сжатии:	
свежавытербленные стебли льна	0,25—0,45
сухие стебли льна	0,45—0,70
сухие стебли тресты	0,40—0,70
Коэффициент бокового распора при сжатии:	
свежавытербленных стеблей льна	0,25—0,50
сухих стеблей льна	0,20—0,45

Раздел II. ВОПРОСЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ТЕРЕБИЛЬНЫХ АППАРАТОВ И ТРАНСПОРТЕРОВ

§ 1. Типы теребильных аппаратов

Теребильные аппараты (фиг. 33) состоят из нескольких пар прижатых друг к другу бесконечных ремней или из ремней и об-резиненных дисков, которые захватывают стебли льна, зажима-ют их и выдергивают из почвы. Две сомкнутые друг с другом смежные ветви ремней (или часть поверхности диска и прижа-тая к ней ветвь ремня), между которыми зажимаются стебли, образуют так называемый теребильный ручей. В зависимости от направления теребильных ручьев в одних машинах стебли льна



Фиг. 33. Схемы теребильных секций льноуборочных машин:
а — ТВ-4; б — «Унион»; в — типа ЛТВ-4; г — ЛТ-7; д — «Керес»;
е — ТЛН-1.5.

теребятся в продольной плоскости (ЛТ-7) или в плоскости, близкой к продольной (ЛТВ-4, ЛК-4Т и др.); в других машинах (ТЛН-1,5) теревление льна производится в поперечной плоскости.

Теребильные ручки бывают прямолинейные и криволинейные, ленточно-роликовые и ленточно-дисковые. Ленточно-роликовые теребильные ручки образуются двумя ремнями, ведущими и ведомыми шкивами, теребильными, нажимными и натяжными роликами. Ленточно-дисковые ручки состоят из обрезиненных дисков и прижатых к ним ремней, охватывающих шкивы и ролики. В теребилке ТЛН-1,5 в зоне теребильных секций* поперечного транспортера нет, так как его роль выполняют теребильные ручки, совмещающие процесс теребления льна с транспортированием уже вытеребленных другими секциями стеблей.

Спереди теребильные аппараты оборудованы делителями стеблестоя льна, изготавливаемыми, как правило, из прутковой стали.

§ 2. Работа делителя

Делители представляют собой пяти или шестигранные клинья; они производят разделение стеблестоя льна на отдельные полоски и своими прутками подводят стебли к ремням теребильного аппарата. При этом основную работу по подводу стеблей выполняют нижние рабочие кромки (или прутки).

Как уже указывалось выше, наиболее глубокую теорию делителей разработал акад. М. Н. Летошнев. Некоторые положения этой теории заключаются в следующем [42, стр. 513—527].

В исходном положении стебель прямостоящий, а носок делителя A (фиг. 34) только касается его. Если отнести стебель и делитель к пространственной системе координат XYZ , причем начало O координат совпадает с основанием стебля, а начальное положение стебля — с осью OZ , то при продвижении делителя вдоль оси OX на некоторый путь s стебель будет скользить в плоскости скольжения OAB (плоскость T_{cr}), наклонится и окажется в некоторой вертикальной плоскости OMm отгиба стебля, определяемой углом ψ ее горизонтального следа с осью OY . Стебель при этом будет наклонен к плоскости XOY под углом θ (фиг. 34, а и б).

Положение рабочего прутка AB делителя определяется высотой h носка A над плоскостью XOY и углом α его проекции Ab' с осью OX , а также углом β_0 между прутком и плоскостью XOZ (половина угла заострения делителя).

Касание делителя со стеблем в какой-либо промежуточной точке M прутка будет иметь место после перемещения делителя на путь

$$s = (AM) (\cos \alpha \cdot \cos \beta_0 + \sin \beta_0 \cdot \operatorname{tg} \psi), \quad (54)$$

где AM — расстояние от носика делителя до точки контакта прутка с наклоняемым стеблем.

Воздействие делителя на стебель закончится тогда, когда стебель будет касаться конечной точки B прутка (фиг. 34, б). Это будет иметь место после того, как делитель пройдет путь s' , равный

$$s' = (AB) (\cos \alpha \cdot \cos \beta_0 + \sin \beta_0 \cdot \operatorname{tg} \psi). \quad (55)$$

Растянутасть льна, создаваемая делителем, по М. Н. Летошневу равна (фиг. 34, б):

$$\Delta l = l_0 \frac{1 - \sin \theta}{\sin \theta}, \quad (56)$$

где Δl — растянутасть стеблей;

$l_0 = Bb_1$ — высота точки B наклоняющего прутка делителя, в которой заканчивается воздействие на лен;

θ — угол наклона стебля к плоскости XOY (земля).

Таковы некоторые положения теории акад. М. Н. Летошнева. С учетом этих исходных данных рассмотрим теоретические основы воздействия рабочих кромок делителя на стебли льна. При проведении этого анализа будем считать, что стебель при наклоне весьма мало сопротивляется изгибу и не подпирается другими стеблями (что более вероятно на редком стеблестое льна).

На фиг. 34, а представлена схема воздействия прутка AB делителя на стебель OM . Последний находится в плоскости OMt отгиба и при передвижении делителя он наклонится, повернувшись вокруг точки O . Ввиду этого вектор v_a абсолютной скорости точки M стебля направлен перпендикулярно стеблю и лежит в плоскости OMt , а его горизонтальная проекция v_{axu} находится под углом ψ к оси OY . Сам прутки AB движется со скоростью v_m движения машины. Вектор v_m представляет собою переносную скорость точки M стебля. Относительная скорость v_r точки M стебля, т. е. скорость точки M стебля относительно прутка AB , будет лежать в плоскости OAB скольжения стебля. Вот почему, если через конец C вектора v_m провести плоскость параллельную плоскости OAB , то в точке D пересечения этой плоскости с направлением абсолютной скорости окажется конец вектора v_a . Проведя из точки D прямую, параллельную скорости v_m до пересечения с плоскостью OAB , получим точку E ; Вектор ME представляет собой скорость v_r относительного движения точки M стебля. Горизонтальная проекция этого вектора будет v_{rxu} .

Сила трения F прутка относительно стебля будет направлена по вектору v_r в противоположную сторону. Сила N нормального давления прутка на стебель перпендикулярна плоскости OAB , а результирующая сила P , равная геометрической сумме сил N и F , будет отклонена от нормали на угол трения φ в сторону движения. Эта сила P , если считать, что стебель при наклоне

следует за ней, находится в плоскости OMt отгиба, а ее горизонтальная проекция P_{xy} совпадает с направлением горизонтальной проекции скорости v_a .

Для определения положения стебля необходимо знать зависимость угла ψ от параметров делителя и его установки. Решение этой задачи можно получить, если определить величины и направления скоростей v_a и v_r и сил N , F и P с учетом приведенных выше данных. Решим эту задачу методами аналитической геометрии.

Выведем уравнение плоскости OAB скольжения стебля, имея в виду, что эта плоскость проходит через начало координат O и точки A и B . В этом случае координаты точки A будут s , 0 и h , а точки B — $s - b \cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta_0$, b и $h + b \sin \alpha \operatorname{ctg} \beta_0$, где s — путь движения носка A делителя (вдоль оси x), a/b — ширина захвата рабочей кромки делителя.

Подставляя эти значения в уравнение плоскости, проходящей через начало координат, $K_1x + L_1y + z = 0$ и найдя таким образом значения коэффициентов K_1 и L_1 , можно получить следующее уравнение плоскости скольжения стебля:

$$A_1x + B_1y + C_1z = 0, \quad (57)$$

где $A_1 = h$; $B_1 = (s \cdot \sin \alpha + h \cos \alpha) \operatorname{ctg} \beta_0$; $C_1 = -s$.

Путь s является функцией времени t . При равномерном движении делителя $s = v_m t$, здесь v_m — скорость движения делителя (машины).

Уравнение вертикальной плоскости OMt отгиба стебля, проходящей через точку M и ось OZ под углом ψ к плоскости YOZ , можно вывести, если учесть, что координаты x и y точки M (в плоскости XOY) равны $s - (AM) \cos \alpha \cos \beta_0$ и $(AM) \sin \beta_0$. Подставляя эти значения в уравнение вертикальной плоскости, проходящей через ось OZ , $D_2x + y = 0$, и найдя значения коэффициента D_2 , можно получить следующее уравнение:

$$A_2x + B_2y = 0, \quad (58)$$

где $A_2 = (AM) \sin \beta_0$; $B_2 = (AM) \cos \alpha \cos \beta_0 - s$.

В момент схода стебля с прутка точка M переходит в точку B и $AM = AB = \frac{b}{\sin \beta_0}$; s в этом случае равно

$$\frac{b}{\sin \beta_0} (\cos \alpha \cdot \cos \beta_0 + \sin \beta_0 \operatorname{tg} \psi) = b (\cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi).$$

Уравнение прямой OM пересечения плоскостей скольжения и наклона (т. е. уравнение стебля) в канонической форме получится из совместного рассмотрения равенств (57) и (58). Это уравнение будет иметь вид:

$$\frac{x}{-C_1B_2} = \frac{y}{C_1A_2} = \frac{z}{A_1B_2 - B_1A_2} \quad (59)$$

или

$$\frac{x}{s [(AM) \cos \alpha \cos \beta_0 - s]} = \frac{y}{-s (AM) \sin \beta_0} = \frac{z}{h [(AM) \cos \alpha \cos \beta_0 - s] - (AM) (s \cdot \sin \alpha + h \cos \alpha) \cos \beta_0}. \quad (59')$$

Уравнения линии действия вектора v_a , т. е. линии пересечения плоскости OMt с плоскостью, перпендикулярной прямой OM и проходящей через точку M , будут:

$$\begin{aligned} A_2 x + B_2 y &= 0; \\ -C_1 B_2 (x - x_m) + C_1 A_2 (y - y_m) + (A_1 B_2 - B_1 A_2) (z - z_m) &= 0. \end{aligned}$$

Из этих двух равенств получаем уравнение линии v_a в канонической форме:

$$\frac{x - x_m}{-B_2 (A_1 B_2 - B_1 A_2)} = \frac{y - y_m}{A_2 (A_1 B_2 - B_1 A_2)} = \frac{z - z_m}{-C_1 (B_2^2 + A_2^2)}. \quad (a)$$

Уравнение линии скорости v_m , перпендикулярной плоскости YOZ , характеризующейся уравнением $x = 0$, будет:

$$\frac{x - x_m}{1} = \frac{y - y_m}{0} = \frac{z - z_m}{0}, \quad (б)$$

Для вывода уравнения линии ME , т. е. скорости v_r , учтем, что эта линия получается при пересечении плоскости $МСДЕ$, проходящей через векторы v_m и v_a , с плоскостью скольжения OAB . Уравнение плоскости $МСДЕ$ будет

$$-C_1 (A_2^2 + B_2^2) (y - y_m) - A_2 (A_1 B_2 - B_1 A_2) (z - z_m) = 0, \quad (в)$$

т. е. это плоскость, параллельная оси Ox .

Тогда уравнение линии ME будет выражаться равенствами (57) и (в) или в канонической форме:

$$\begin{aligned} \frac{x - x_m}{-A_2 B_1 (A_1 B_2 - B_1 A_2) + C_1^2 (A_2^2 + B_2^2)} &= \frac{y - y_m}{A_1 A_2 (A_1 B_2 - B_1 A_2)} = \\ &= \frac{z - z_m}{-A_1 C_1 (A_2^2 + B_2^2)}. \end{aligned} \quad (60)$$

Этим же уравнением выражается линия действия силы трения F . Уравнение линии действия нормального давления N , представляющей собой перпендикуляр к плоскости OAB скольжения стебля через точку M , имеет вид:

$$\frac{x - x_m}{A_1} = \frac{y - y_m}{B_1} = \frac{z - z_m}{C_1}. \quad (61)$$

Плоскость, в которой находятся векторы N и F , следовательно, и вектор P , описывается следующим уравнением:

$$\begin{aligned}
& A_1 C_1 [A_2 (A_1 B_2 - B_1 A_2) + B_1 (A_2^2 + B_2^2)] (x - x_m) + \\
& + C_1 [A_2 B_1 (A_1 B_2 - B_1 A_2) - (A_2^2 + B_2^2) (A_1^2 + C_1^2)] (y - y_m) + \\
& + [B_1 C_1^2 (A_2^2 + B_2^2) - A_2 (A_1 B_2 - B_1 A_2) (B_1^2 + \\
& + A_1^2)] (z - z_m) = 0
\end{aligned} \quad (62)$$

или

$$K(x - x_m) + L(y - y_m) + R(z - z_m) = 0, \quad (62')$$

где

$$\left. \begin{aligned}
K &= A_1 C_1 [A_2 (A_1 B_2 - B_1 A_2) + B_1 (A_2^2 + B_2^2)]; \\
L &= C_1 [A_2 B_1 (A_1 B_2 - B_1 A_2) - (A_2^2 + B_2^2) (A_1^2 + C_1^2)]; \\
R &= B_1 C_1^2 (A_2^2 + B_2^2) - A_2 (A_1^2 + B_1^2) (A_1 B_2 - B_1 A_2).
\end{aligned} \right\} \quad (62'')$$

Вектор P находится одновременно и в этой плоскости, и в плоскости OMm отгиба стебля; линия действия этого вектора — это линия пересечения плоскости, выражаемой уравнением (62) (или 62'), с плоскостью отгиба (равенство 58). На основе этого можно получить следующее уравнение линии P в канонической форме:

$$\frac{x - x_m}{-B_2 R} = \frac{y - y_m}{A_2 R} = \frac{z - z_m}{B_2 K - A_2 L}. \quad (63)$$

Так как угол между силами P и N равен углу трения φ между прутком и стеблем, то

$$\cos \varphi = \frac{R (A_2 B_1 - A_1 B_2) + C_1 (B_2 K - A_2 L)}{\sqrt{[R^2 (A_2^2 + B_2^2) + (B_2 K - A_2 L)^2] (A_1^2 + B_1^2 + C_1^2)}}. \quad (64)$$

Подставляя в это равенство значения $K, L, R, A_1, A_2, B_1, B_2, C_1$, можно получить уравнение, из которого определяется перемещение AM стебля относительно прутка в зависимости от пути s движения делителя и угла трения φ .

В момент схода стебля с прутка делителя, когда $AM = \frac{b}{\sin \beta_0}$, а s равно $b (\cos \alpha \operatorname{tg} \beta_0 + \operatorname{tg} \varphi)$, это равенство примет вид:

$$\begin{aligned}
& R (A_2 B_1 - A_1 B_2) + C_1 (B_2 K - A_2 L) - \\
& - \cos \varphi \sqrt{[R^2 (A_2^2 + B_2^2) + (B_2 K - A_2 L)^2] (A_1^2 + B_1^2 + C_1^2)} = 0, \quad (65)
\end{aligned}$$

где K, L и R определяются формулами (62'');

$$A_1 = h;$$

$$B_1 = [b \sin \alpha (\cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi) + h \cos \alpha] \operatorname{ctg} \beta_0;$$

$$C_1 = -b (\cos \alpha \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi);$$

$$\begin{aligned} A_2 &= b; \\ B_2 &= -b \operatorname{tg} \psi. \end{aligned}$$

Равенство (65) характеризует закономерность воздействия делителя на подводимый стебель и может быть названо основным уравнением делителя. Это уравнение с одним неизвестным ψ . Решая его относительно ψ , можно определить зависимость этого угла от параметров делителя и его установки. Данное уравнение было решено на ЭВМ «Минск-22» и «Минск-32»; полученные результаты приведены в табл. 5 и в приложении.

Зная уравнение прямой OM (59) и уравнение плоскости XOY (земля), выражающееся равенством $z = 0$, можно определить синус угла Θ наклона стебля к земле:

$$\sin \Theta = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{s^2 \{ [(AM) \cos \alpha \cos \beta_0 - s]^2 + \{ h [(AM) \cos \alpha \cos \beta_0 - s] - (AM) (s \cdot \sin \alpha + (AM)^2 \sin^2 \beta_0) + h \cos \alpha \} \cos \beta_0 \}^2}}}{(66)}$$

В момент схода стебля с прутка делителя точка M переходит в точку B и прямая OB (стебель) выражается уравнением:

$$\begin{aligned} \frac{x}{-b^2 (\cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi) \cdot \operatorname{tg} \psi} &= \frac{y}{-b^2 (\cos \alpha \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi)} = \\ &= \frac{z}{-bh \operatorname{tg} \psi - b [b \sin \alpha (\cos \alpha \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi) + h \cos \alpha] \operatorname{ctg} \beta_0}, \end{aligned} \quad (66')$$

а синус угла наклона стебля к плоскости XOY будет:

$$\sin \Theta = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{(\cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi)^2 (1 + \left\{ \frac{h}{b} \operatorname{tg} \psi + [\sin \alpha (\cos \alpha \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi) + \frac{h}{b} \cos \alpha] \operatorname{ctg} \beta_0 \right\}^2}}}{(66'')$$

Из анализа схемы на фиг. 34, б вытекает, что

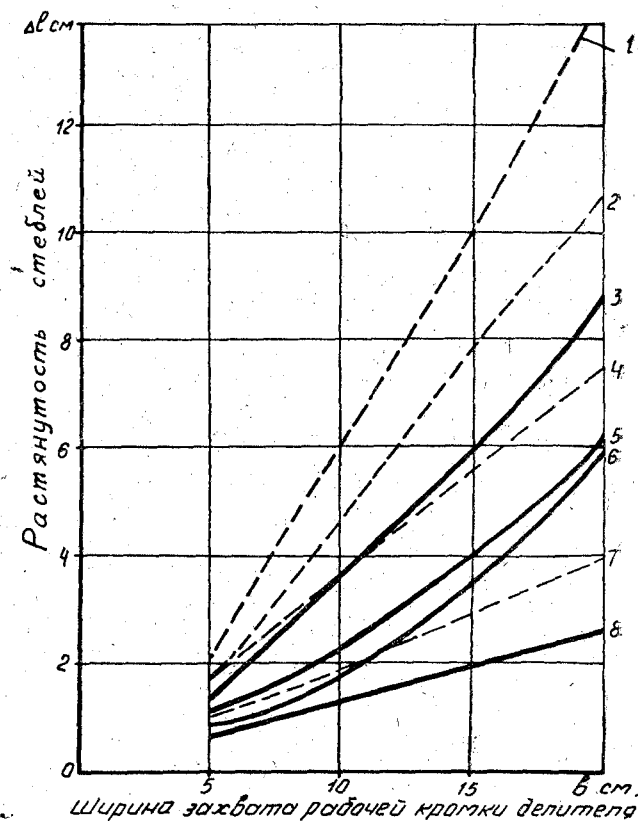
$$l_0 = h + b \sin \alpha \operatorname{ctg} \beta_0. \quad (67)$$

Обозначим выражение $\frac{1 - \sin \Theta}{\sin \Theta}$ (формула 56) через λ_0 и назовем его относительной растянутостью стеблей. Эта величина с учетом равенства (66'') выразится следующим образом:

$$\lambda_0 = \sqrt{1 + \frac{(\cos \alpha \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi)^2 (1 + \frac{h}{b} \operatorname{tg} \psi + [\sin \alpha (\cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{tg} \psi) + \operatorname{tg}^2 \psi])}{+ \frac{h}{b} \cos \alpha \operatorname{ctg} \beta_0} - 1}, \quad (67')$$

а абсолютная растянутость стеблей, создаваемая прутком делителя, окажется равной:

$$\Delta l = (h + b \sin \alpha \operatorname{ctg} \beta_0) \lambda_0. \quad (67'')$$



Фиг. 35. Зависимость растянутости стеблей, создаваемой делителем, от ширины захвата рабочей кромки и ее установки при коэффициенте трения равном 0,4:

1 — $h = 5$ см, $\alpha = 10^\circ$, $\beta_0 = 20^\circ$; 2 — $h = 5$ см, $\alpha = 10^\circ$, $\beta_0 = 10^\circ$;
 3 — $h = 20$ см, $\alpha = 10^\circ$, $\beta_0 = 10^\circ$; 4 — $h = 5$ см, $\alpha = 30^\circ$, $\beta_0 = 20^\circ$;
 5 — $h = 20$ см, $\alpha = 30^\circ$, $\beta_0 = 20^\circ$; 6 — $h = 20$ см, $\alpha = 10^\circ$, $\beta_0 = 10^\circ$;
 7 — $h = 5$ см, $\alpha = 30^\circ$, $\beta_0 = 10^\circ$; 8 — $h = 20$ см, $\alpha = 30^\circ$, $\beta_0 = 10^\circ$.

Очевидно, для того, чтобы определить абсолютную растянутость стеблей, создаваемую делителями, кроме h , b , α и β_0 необходимо знать показатель λ_0 , зависящий от f и ψ , то есть от α , β_0 , b , h .

В табл. 5 представлены полученные расчетным путем по формулам (65) и (67') значения величин ψ и λ_0 . Из этих данных видно, что λ_0 уменьшается с увеличением α и $\frac{h}{b}$ и с уменьшением угла β_0 и коэффициента трения. При уменьшении угла α увеличивается наклон подводимых стеблей (т. е. уменьшается угол Θ). Так как при теоретическом анализе принято, что стебель не сопротивляется наклону, то подвертывание стебля под прутки делителя будет иметь место лишь при угле $\beta_0 = 90^\circ$. При $\beta_0 < 90^\circ$ движущийся прутки будет отводить стебель в сторону, но, как показывают наблюдения и расчеты, отвод этот будет тем больше, чем меньше угол β_0 .

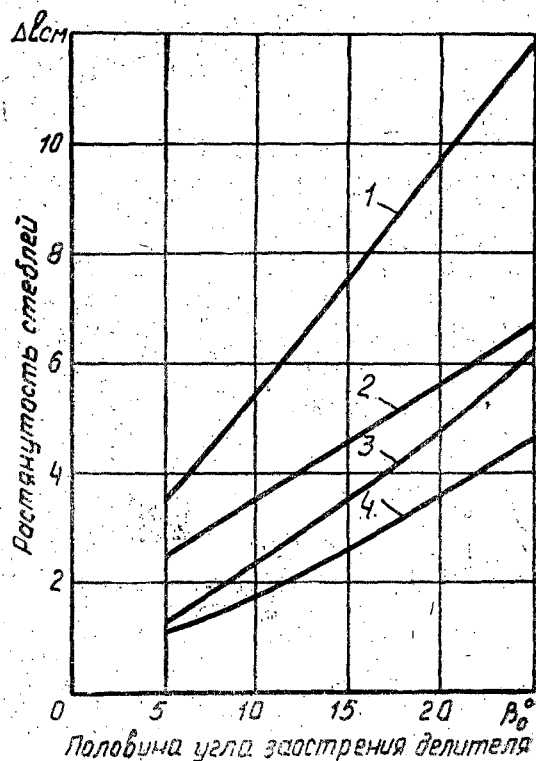
Кроме относительной растянутости (табл. 5) определены так-

Таблица 5.

Зависимость угла ψ и относительной растянутости стеблей λ_0 от параметров делителя

α	β_0	$\frac{h}{b}$	Значения ψ при			Значения λ_0 при		
			$f = 0,2$	$f = 0,4$	$f = 0,6$	$f = 0,2$	$f = 0,4$	$f = 0,6$
10°	5°	0	12°38'	24°08'	33°54'	0,124	0,143	0,169
		0,5	13°11'	24°19'	33°52'	0,082	0,087	0,117
		2	14°11'	24°55'	34°13'	0,033	0,038	0,045
	15°	0	20°12'	36°21'	47°49'	0,900	1,220	1,506
		0,5	21°14'	33°56'	44°00'	0,369	0,445	0,570
		2	23°21'	34°10'	43°15'	0,086	0,099	0,135
30°	25°	0	29°50'	48°54'	59°49'	2,200	3,210	4,100
		0,5	30°27'	43°33'	53°10'	0,620	0,900	1,173
		2	33°01'	43°22'	51°35'	0,120	0,159	0,209
	5°	0	11°29'	22°07'	31°21'	0,021	0,023	0,030
		0,5	11°55'	22°31'	31°44'	0,014	0,015	0,017
		2	12°55'	23°26'	32°37'	0,009	0,010	0,012
	15°	0	12°48'	24°25'	34°13'	0,135	0,161	0,190
		0,5	15°45'	26°48'	36°12'	0,095	0,105	0,128
		2	20°18'	30°47'	39°47'	0,042	0,052	0,056
	25°	0	15°18'	28°41'	39°23'	0,390	0,455	0,565
		0,5	21°49'	33°06'	42°21'	0,215	0,255	0,320
		2	29°25'	39°29'	47°47'	0,065	0,085	0,111

же абсолютные растянутости стеблей, создаваемые делителями при следующих условиях: $h = 5$ и 20 см; $f = 0,4$; $\alpha = 10^\circ$ и 30° ; $\beta_0 = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$ и 25° ; $b = 5, 10, 15$ и 20 см. Из представленной на фиг. 35 зависимости Δl от b видно, что абсолютная растянутость стеблей, создаваемая рабочей кромкой делителя, уменьшается с увеличением α и h и с уменьшением β_0 и b .



Фиг. 36. Зависимость растянутости стеблей, создаваемой делителем, от установки его рабочей кромки при ширине ее захвата 13 см и коэффициенте трения 0,4:

1 — $h = 5$ см, $\alpha = 10^\circ$; 2 — $h = 20$ см, $\alpha = 10^\circ$;
3 — $h = 5$ см, $\alpha = 30^\circ$; 4 — $h = 20$ см, $\alpha = 30^\circ$.

Изменение растянутости стеблей льна в зависимости от β_0 , h и α при $b = 13$ см, представленное на фиг. 36, показывает, что при всех прочих равных условиях с уменьшением угла β_0 уменьшается растянутость льна. Таким образом, делители с острым углом, т. е. так называемые «длинные» делители, имеют преимущество перед короткими (тупыми) делителями.

Таковы закономерности воздействия делителей на подводимый лен при условии, что стебли, взаимодействующие с делителем, не подпираются другими стеблями. Однако, в действительности, по мере того, как делители двигаются вместе с машиной наклоняемые ими стебли встречают некоторое сопротивление со стороны других соприкасающихся с ними стеблей. Ввиду этого результаты теоретических изысканий требуют опытной проверки.

Такие опыты нами проводились (табл. 6 и 7). Данные табл. 6 получены в результате замера высоты и наклона стеблей, сходящих с рабочего прутка делителя, на основе чего расчетным путем определена растянутость пучка стеблей, создаваемая делителем. Показатели табл. 7 получены по методике определения растянутости льна в ручьях, изложенной на стр. 108—109.

Данные табл. 6 и 7 указывают на некоторое уменьшение растянутости льна при уменьшении угла между прутками делителя и тем самым подтверждают изложенные выше закономерности, установленные теоретически.

Следует отметить, что на растянутость льна большое влияние оказывает первоначальный наклон стеблей на корню. Так, если стебли лежат или наклонены, то они могут не захватываться рабочим прутком делителя, в зоне действия которого находятся их корни, а другим прутком, в результате чего эти стебли значительно наклоняются, прежде чем попадают в теребильный ручей; в таких случаях растянутость льна может резко возрасти.

Длинные делители улучшают подвод полеглого льна в теребильные ручьи и способствуют повышению чистоты теребления. Это было установлено, в частности, в 1958 году при испытаниях теребильного аппарата льнокомбайна ЛК-4М с двумя вариантами делителей: длинными и короткими. У длинных делителей угол между нижними прутками был 29° — 30° , а между верхними — 24° — 25° ; у коротких делителей эти же углы соответственно были 45° — 46° и 31° — 32° . Во время работы длинные делители удовлетворительно подводили стебли льна в теребильный ручей независимо от того, были они прямостоящими, наклонными или полеглыми. Короткие же делители хуже подводили лен в ручьи. Это особенно часто наблюдалось при работе на полеглом льне и движении агрегата вдоль полеглости. В данном случае нижние прутки делителей (между которыми имеется большой угол) вместо подвода стеблей в теребильный ручей наклоняли лен еще больше в сторону движения агрегата, в результате чего после прохода льнотеребилки оставались полосы неубранного льна.

Положительное влияние уменьшенного угла между прутками делителя на наклон и растянутость стеблей установлено также в опытах, проведенных с учетом неровностей микрорельефа поля. Для исследований была разработана специальная установка, смонтированная на тракторе МТЗ-50. Опыты проведены И. Г. Усевичем (Великолукский СХИ) с участием автора.

Растянность, создаваемая делителями при наклоне и подводе стеблей льна в сторону ручья.

Конструкция делителя	Характеристика делителя		Угол наклона рабочего прутка делителя к плоскости земли	Расстояние от носика делителя до земли, в см	Растянность (абсолютная) стеблей у входа в теребильный ручей, в см
	угол между рабочими прутками	длина рабочего прутка, в мм			
Короткий делитель	40°	365	3°	4,0	10,8
	22°	715	11°	14,5	6,1
Длинный делитель	22°	715	15°	7,0	6,0
			14°	13,5	5,3

Таблица 7

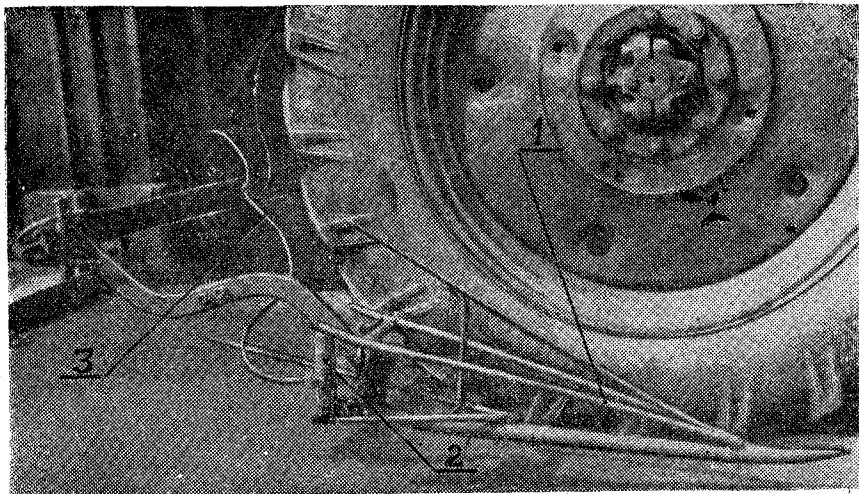
Влияние угла между рабочими прутками делителей на растянность льна в теребильных ручьях типа ЛТВ-4

Угол между нижними прутками делителя	Скорость движения теребилки, м/с.	Растянность льна в ручье, см	Условия проведения опытов
20—25°	1,39	31,8	1) Расстояние между концами нижних прутков делителей (у входной щели ручья) — 5,5—6,5 см 2) Угол наклона этих прутков к поверхности земли — 0—5° 3) Высота теребления — 13—16 см 4) Густота стеблестоя льна — 2200 шт/м ² 5) Засоренность стеблестоя — 1% 6) Высота стеблей, средняя — 63 см 7) Влажность стеблей — 60,5% 8) Диаметр стеблей средний — 1,1 мм 9) Полеглости и спутанности не было.
42—48°	3,60	39,2	
	1,39	33,6	
70—75°	3,60	46,0	
	1,39	34,2	
	3,60	44,7	

Особенность установки состоит в том, чтобы периодически окрашивать краской пучок стеблей льна в месте его схода с рабочего прутка делителя. С этой целью к трактору МТЗ-50 сзади, справа (фиг. 37) прикреплялся делитель 1, у которого изменялся угол между рабочими прутками. От вала отбора мощности трактора приводился в движение одноплунжерный насос для подачи краски из бачка. Краска по трубопроводу 3 поступала к форсунке 2, установленной таким образом, чтобы распылитель находился вблизи места схода стеблей с прутка делителя. Включение подачи краски распылителем на стебли льна производи-

лось с помощью тяги, выведенной в кабину и воздействовавшей на рейку плунжерного насоса.

Опыты проводились на льне сорта Л-1120 в ранней желтой спелости. При проведении опытов сначала вдоль загона проезжали льнотеребилкой ТЛН-1,5 в рабочем состоянии и вытеребивали лен, а затем проезжали агрегатом с опытным делителем, и лаборант, сидящий в кабине трактора, периодически (через каждые пять секунд) включал подачу краски на стебли, сходящие с прутка делителя.



Фиг. 37. Установка для исследования образования растянутости стеблей делителями в полевых условиях:

1 — делитель, 2 — форсунка, 3 — трубопровод.

Пучки окрашенных стеблей по каждому включению насоса вытеребивались и по окрашенным местам отрезались, после чего по каждому пучку измерялся сдвиг комлей, т. е. растянутость.

После очередного прохода гона опытным агрегатом снова проезжали теребилкой ТЛН-1,5 и вытеребивали лен, создавая условия для следующего опыта.

Обработка полученных реализаций производилась на ЭЦВМ «Минск-14» лаборатории моделирования сельскохозяйственных агрегатов ЛСХИ с получением средних значений M , дисперсий D , корреляционных функций и спектральных плотностей.

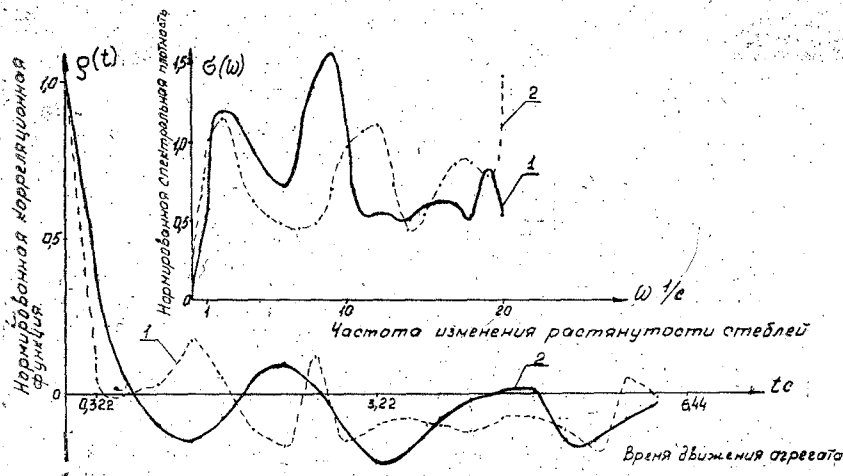
Такие показатели были получены для скоростей движения 5,6 и 8,2 км/ч и для углов β_0 между рабочими прутками делите-

ля 20° и 50° . При скорости движения агрегата $1,57 \text{ м/с}$ и угле заострения делителя 20° средняя растянутость стеблей получилась $32,4 \text{ мм}$, а при угле заострения 50° — $35,8 \text{ мм}$. При скорости движения $2,28 \text{ м/с}$ получены соответственно для углов заострения 20° и 50° средние растянутости $66,0$ и $68,2 \text{ мм}$.

Рост средней растянутости стеблей с увеличением скорости движения агрегата объясняется усилением колебаний трактора в вертикальной плоскости, что привело к увеличению сдвига комлей стеблей, сходящих с прутка делителя.

Среднее квадратическое отклонение от средней растянутости стеблей по данным опытов находится в пределах от $20,8$ до $25,7 \text{ мм}$ и изменяется незначительно с изменением скорости движения агрегата и угла заострения делителя.

Из анализа полученных результатов (часть графиков представлена на фиг. 38) следует, что нормированные корреляционные функции рассматриваемых процессов носят колебательный характер, что свидетельствует о низкой случайности процесса. Анализ этих кривых показывает, что с увеличением скорости движения агрегата характер протекания корреляционных функций и спектральных плотностей имеет общую закономерность, которая заключается в том, что с увеличением скорости движения время корреляционной связи увеличивается; это указывает на уменьшение беспорядочности пульсации ординат, характеризующих растянутость стеблей. Изменение угла заострения делителя несколько повлияло на время корреляционной связи. Так, с увеличением этого угла от 20° до 50° время корреляционной



Фиг. 38. Нормированные корреляционные функции и спектральные плотности процесса образования растянутости стеблей при движении делителя со скоростью $8,2 \text{ км/ч}$:

1 — угол заострения делителя 20° ; 2 — угол заострения делителя 50° .

связи при скорости движения агрегата 8,2 км/ч увеличилось примерно в два раза, а при скорости 5,6 км/ч это время несколько уменьшилось. Максимум спектра частот почти не изменился при изменении угла заострения (т. е. угла между рабочими прутками).

При проектировании делителей угол между рабочими прутками ($2\beta_0$) устанавливают в пределах 22—30°. Дальнейшее уменьшение этого угла при принятой ширине захвата ручья 380 мм нецелесообразно из-за опасности значительного удлинения делителя, приводящего к ухудшению качества работы лентотеребилки на поворотах (даже небольших) и к увеличению металлоемкости машины.

Пропускная способность делителей, т. е. максимальное число стеблей J , которое может пройти между направляющими прутками в теребильные ручки в единицу времени, зависит от ряда факторов, в том числе от расстояния B_1B_2 между нижними прутками (фиг. 39). Пропускная способность делителей машины, имеющей n теребильных ручьев, равна (без учета наклона стеблей вперед и считая, что в пределе стебли плотно прижаты друг к другу):

$$I \simeq \frac{4(B-2b)nv_m}{\pi d_c^2}, \quad (68)$$

где B — ширина захвата теребильного ручья,

v_m — скорость движения машины,

d_c — средний диаметр стеблей.

Из формулы (68) видно, что чем больше скорость движения агрегата, тем больше и пропускная способность делителей.

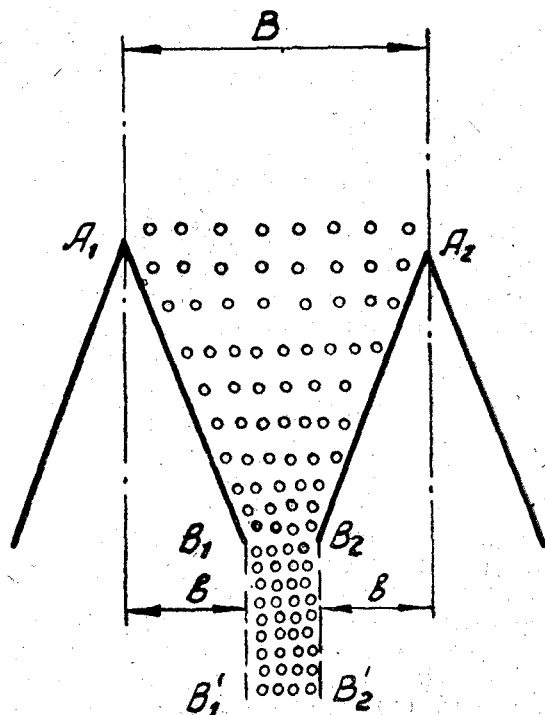
Делители обеспечат подвод стеблей в ручки, если при работе машины количество стеблей, поступающих в теребильные ручки и равное $Binv_m$ (здесь i — густота стеблестоя или число стеблей на 1 м² поля), будет меньше J , т. е. если $Binv_m < J$.

Представляет интерес определить показатель плотности стеблевой массы в пространстве $B_1B'_1B'_2B_2$ между внутренними точками B_1 и B_2 делителей (фиг. 39). Если эту степень плотности обозначить через χ_0 , то ее значение может быть определено по следующей формуле:

$$\chi_0 = \frac{\pi \cdot i \cdot d_c^2}{4 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{2b}{B}\right)}. \quad (69)$$

Расчетами, проведенными для лентотеребилки ЛТ-7, ЛТВ-4 и ТЛН-1,5, установлено, что показатель χ_0 обычно не превышает 5%; другими словами, более 95% площади между внутренними концами прутков делителей остаются «незаполненные» стеблями.

Приведенные выше аналитические зависимости установлены для прямолинейного движения делителя, когда вектор скорости его носка A находится в продольной вертикальной плоскости, проведенной через основание O стебля, и рабочий прутки составляет с этой плоскостью угол β_0 , а проекция этого угла на гори-



Фиг. 39. Схема уплотнения стебельной массы при воздействии на нее делителей.

зонтальную плоскость равна β . При работе делителя на поворотах рассматриваемое явление значительно усложняется. Ниже излагается анализ работы делителя на поворотах, проведенный с участием Н. Ф. Смирнова.

На фиг. 40 представлена схема теребильной секции с делителями, совершающей поворот вокруг центра C с угловой скоростью ω , причем поворот начался после того, как носок A правого подводящего прутка коснулся стебля с основанием в точке O ; ввиду этого начальное положение точки A — A_0 и точка O совпадают. Оси координат проведем так, как показано на чертеже. Обозначим через t_0 угол между радиусом поворота CA_0 и

Из схемы на фиг. 40 видно, что угол β_n равен:

где $\Delta\tau$ — угол MCA , он же равен углу M_0CA_0 , здесь M_0 — начальное положение точки M .

$$\beta_n = \beta + \tau_\theta. \quad (70')$$

6*

Угол $\Delta\tau$ зависит от длины участка AM . Из треугольника $АСМ$ имеем: $\frac{AM}{\sin \Delta\tau} = \frac{AC}{\sin (90^\circ + \beta_n)}$; откуда

$$\sin \Delta\tau = \frac{AM}{AC} \cos \beta_n \quad (71)$$

Подставляя в (70), получим:

$$\arcsin \left[\frac{AM}{AC} \cos \beta_n \right] + \beta_n = \beta + \tau_0 \quad (72)$$

Решая это уравнение, можно найти значение угла β_n для каждой точки M прутка, начиная от A и кончая точкой B .

Выше (стр. 75) указывалось, что подвод стебля в устье ручья будет иметь место, если $\beta_0 < 90^\circ$. Но расчеты показывают, что уже при $\beta_0 > 30^\circ$ и больших значениях коэффициента трения продольный наклон стебля резко увеличивается, и стебель может не попасть в ручей. Если учесть, что $\operatorname{tg} \beta_0 = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta$ (это можно установить из фиг. 34, а) и что угол α , как правило, не бывает больше $40-50^\circ$, то можно считать, что при угле β_n меньше $30-40^\circ$ стебель будет удовлетворительно подводится в ручей. Таким образом, допустимое значение β_n ориентировочно равно:

$$[\beta_n] \approx 30 \div 40^\circ. \quad (73)$$

Разумеется, при меньшем угле $[\beta_n]$ стебель будет лучше подводится в ручей.

При больших значениях радиуса поворота CA можно считать, что $AM \ll AC$ и $\frac{AM}{AC} \rightarrow 0$. Тогда $\beta_n \approx \beta + \tau_0$ и

$$\beta < [\beta_n] - \tau_0, \quad (74)$$

т. е. для работы на поворотах угол β (проекция половины угла заострения делителя на плоскость земли) должен быть меньше того значения, которое вытекает из (73), на угол τ_0 . Угол τ_0 близок к нулю при расположении центра поворота C на продолжении прямой $A_0A'_0$, где A'_0 — начальное положение носка левого подводящего прутка секции.

Уравнение (74) справедливо в наибольшей степени для носка A делителя, у которого $AM = 0$. Из этого уравнения можно вывести значение минимально допустимого радиуса поворота агрегата, при котором стебли будут удовлетворительно подводится в ручьи. Очевидно, наименее допустимый радиус поворота надо вычислять по внутреннему делителю теребильного аппарата, т. е. по правому подводящему прутку внутренней секции аппарата. Этот радиус R равен:

$$R = \sqrt{x_{A_0}^2 + y_{A_0}^2}, \quad (75)$$

где x_{A_0} и y_{A_0} — координаты точки A_0 .

Из равенства

$$\sin \tau_0 = \frac{y_{A_0}}{R} \quad (76)$$

с учетом (74) находим

$$R \geq \frac{y_{A_0}}{\sin \tau_0}, \quad (77)$$

где

$$\tau_0 = [\beta_n] - \beta. \quad (77')$$

Минимальный радиус поворота будет:

$$R_{\min} \approx \frac{y_{A_0}}{\sin \tau_0}. \quad (77'')$$

Если исходить из равенства $\operatorname{tg} \tau_0 = \frac{x_{A_0}}{y_{A_0}}$ где τ_0 определяется по (77'), то можно вычислить минимально допустимое значение абсциссы

$$(x_{A_0})_{\min} \approx \frac{y_{A_0}}{\operatorname{tg} \tau_0}. \quad (78)$$

Из (77'') и (78) видно, что при y_{A_0} близком к нулю, т. е. при $\tau_0 \rightarrow 0$ значения минимально допустимого радиуса поворота и минимально допустимой абсциссы $(x_{A_0})_{\min}$ также близки к нулю. В то же время эти параметры резко увеличиваются при увеличении ординаты y_{A_0} .

Рассмотрим теперь работу левого прутка. Левый подводящий прутки $A'B'$ после поворота перейдет из положения $A'_0B'_0$ в положение $A'B'$. При этом на стебель с основанием в точке O_1 (здесь же было начальное положение носка A'_0 прутка) прутки будут действовать таким образом, как если бы при прямолинейном движении действовал прутки с углом β заострения, равном β'_n (здесь β'_n — проекция на плоскость земли угла между прутком $A'B'$ и вертикальной плоскостью, в которой находится вектор скорости $v_{A'}$ точки A'). Из фиг. 40 следует, что для точки A'_0

$$\beta_n = \beta - \tau_0. \quad (79)$$

где τ_0 — угол $A'_0C\chi$.

Для какой-либо промежуточной точки M' прутка $A'B'$ угол β'_n равен

$$\beta'_n = \beta - \tau_0 + \Delta\tau', \quad (79')$$

где $\Delta\tau'$ — угол $A'SM'$.

При $\tau_0 > \beta$ угол β'_n будет со знаком минус (так оно получилось на фиг. 40), и в этом случае прутки отходит от стебля и не воздействует на него.

Таким образом, мы видим, что левый подводящий прутки секции на поворотах влево почти не наклоняет стебли и, следо-

вательно, растянутость льна не увеличивает. Поэтому в дальнейшем более подробно рассмотрим работу правого подводящего прутка. При этом учтем, что угол ψ , которым определяется положение наклоняемого стебля, зависит от угла трения. Значения ψ приводятся в табл. 5 и в приложении.

В таком случае угол Θ наклона стебля в точке B при прямолинейном движении делителя (см. зависимости 56 и 66) можно определить из равенства

$$\sin \Theta = \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + (OB)^2}} = \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + \frac{b^2}{\sin^2 \psi}}}, \quad (80)$$

а растянутость стеблей будет

$$\Delta l = \sqrt{l_0^2 + \frac{b^2}{\sin^2 \psi}} - l_0. \quad (81)$$

Точно также угол $a_1 b_1 O$ между проекциями стебля и прутка на горизонтальную плоскость (фиг. 34, б), обозначенный нами χ , окажется равным:

$$\chi = 180 - \beta - 90 + \psi = 90 + \psi - \beta. \quad (82)$$

Это значит, что и при работе на поворотах в момент, когда стебель сходит с прутка в точке B , угол ABO (фиг. 41), пред-

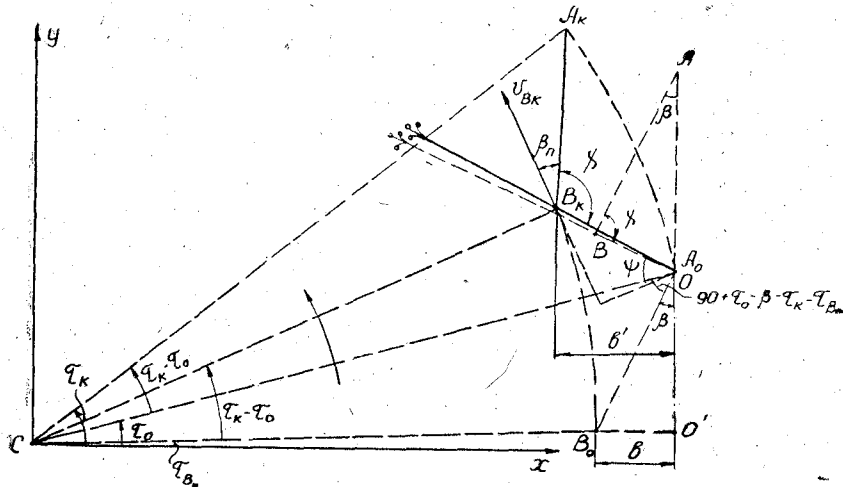


Рис. 41. Положение стебля при прямолинейном и криволинейном движении прутка делителя.

ставляющий собой угол χ и равный углу $a_1 b_1 O$ на фиг. 34, б, будет также равен $90 + \psi - \beta$. С учетом этого на фиг. 41 построены (в плане) положения прутка и стебля при прямолинейном движении (OB и AB) и при криволинейном движении (OB_k и $A_k B_k$). Как видно из этого чертежа, поворот делителя приводит

к увеличению ширины захвата прутка и, следовательно, к дополнительному наклону стебля, вследствие чего резко увеличивается его растянутасть. Так, если при прямолинейном движении делителя стебель к моменту его подвода в точку B займет положение OB (штриховая линия), то при криволинейном движении, т. е. при повороте делителя на угол $\tau_k - \tau_0$, где τ_k — угол $\angle CSA_k$, характеризующий положение носка делителя к концу поворота, стебель будет подведен к точке B_k и займет положение OB_k . Скорость точки B_k , перпендикулярна радиусу поворота CB_k . Тогда в соответствии с ранее сказанным (см. обоснование к формуле 82) угол между стеблем и перпендикуляром к вектору скорости v_{B_k} будет равен ψ . Соответственно угол между вектором скорости v_{B_k} и прямой $B_k A_k$ равен β_n , угол $\angle CB_k O$ будет $270 - \beta_n - \chi$ или $180 - \psi$, а угол $\angle B_k O O'$ равен $90 + \psi + \tau_0 - \tau_k - \tau_{B_0}$, где τ_{B_0} — угол, характеризующий начальное положение точки $B - B_0$.

Рассмотрим треугольник OCB_k (или, что то же самое, A_0CB_k , так как A_0 совпадает с точкой O). По теореме синусов имеем:

$$\frac{A_0 C}{\sin(180 - \psi)} = \frac{B_k C}{\sin(2\tau_0 + \psi - \tau_k - \tau_{B_0})},$$

откуда

$$\tau_k - \tau_0 = \tau_0 + \psi - \tau_{B_0} - \arcsin \left[\frac{B_k C}{A_0 C} \sin \psi \right]. \quad (83)$$

На такой угол должен повернуться прутки AB для того, чтобы стебель проскользнул вдоль него и оказался в конечной точке B_k . При этом фактическая ширина захвата прутка делителя b' окажется равной:

$$\begin{aligned} b' &= (A_0 B_k) \cos(90^\circ + \psi + \tau_0 - \tau_k - \tau_{B_0} - 90^\circ) = \\ &= (A_0 B_k) \cos(\psi + \tau_0 - \tau_k - \tau_{B_0}). \end{aligned} \quad (84)$$

Так как из треугольника A_0CB_k

$$A_0 B_k = (A_0 C) \frac{\sin(\tau_k + \tau_{B_0} - 2\tau_0)}{\sin \psi},$$

то с учетом (83)

$$A_0 B_k = (A_0 C) \frac{\sin \left[\psi - \arcsin \left(\frac{B_k C}{A_0 C} \sin \psi \right) \right]}{\sin \psi}. \quad (85)$$

Если учесть, что $A_0 B_0 = \frac{b}{\sin \beta}$, а $A_0 C = R = \sqrt{x_{A_0}^2 + y_{A_0}^2}$,

то из треугольника A_0CB_0 имеем:

$$\frac{\frac{b}{\sin \beta}}{\sin(\tau_0 - \tau_{B_0})} = \frac{A_0 C}{\sin(90 + \beta + \tau_{B_0})} = \frac{B_0 C}{\sin(90 - \beta - \tau_0)},$$

откуда

$$A_0 C = b \frac{\cos(\beta + \tau_{B_0})}{\sin \beta \cdot \sin(\tau_0 - \tau_{B_0})}; \quad (86)$$

$$\frac{B_0 C}{A_0 C} = \frac{B_K C}{A_0 C} = \frac{\cos(\beta + \tau_0)}{\cos(\beta + \tau_{B_0})}. \quad (87)$$

Подставляя все это в (84), находим

$$b' = b \frac{\cos(\beta + \tau_{B_0})}{\sin \beta \cdot \sin(\tau_0 - \tau_{B_0})} \cdot \frac{\sin \left\{ \psi - \arcsin \left[\frac{\cos(\beta + \tau_0)}{\cos(\beta + \tau_{B_0})} \sin \psi \right] \right\} \cos \left\{ \arcsin \left[\frac{\cos(\beta + \tau_0)}{\cos(\beta + \tau_{B_0})} \sin \psi \right] - \tau_0 \right\}}{\sin \psi}. \quad (88)$$

Разница $b' - b$ показывает, на сколько увеличивается фактическая ширина делителя при повороте, приводящая к увеличению растянутости льна.

Аналогично формуле (81) можно из фиг. 41 и сравнения ее с фиг. 34, б установить следующую зависимость для определения растянутости стеблей при работе делителей с поворотом:

$$\Delta l = \sqrt{l_0^2 + (A_0 B_K)^2} - l_0, \quad (89)$$

где $A_0 B_K$ на основе (85), (86) и (87) равно

$$A_0 B_K = b \frac{\cos(\beta + \tau_{B_0})}{\sin \beta \cdot \sin(\tau_0 - \tau_{B_0})} \cdot \frac{\sin \left\{ \psi - \arcsin \left[\frac{\cos(\beta + \tau_0)}{\cos(\beta + \tau_{B_0})} \sin \psi \right] \right\} \sin \psi}{\sin \psi}. \quad (90)$$

Так как $A_0 B_K > OB$, то и растянутость по формуле (89) будет больше, чем растянутость по формуле (81) при прямолинейном движении делителя.

Изложенное подтверждается многочисленными наблюдениями и экспериментальным исследованием работы делителей на поворотах. Так, в опытах при работе льнотеребилок на криволинейных участках растянутость стеблей увеличивалась до 30 см.

§ 3. Затягивание стеблей наклонно движущимися бесконечными лентами

На фиг. 42 представлена схема ручья типа ЛТВ-4 (ЛК-4). При работе прутки делителей подводят стебли льна в сторону ручья и при этом наклоняют их. В точках M_0 и N_0 воздействие делителей на лен прекращается и начинается подвод стеблей в ручей ремнями. Ширина захвата прутков делителя ($b_A + b_B$) составляет 0,70—0,85 ширины захвата ручья. Ввиду этого ремни

принимают большое участие в формировании пучков льна и их подводе в ручей.

Теребильные ремни, двигаясь на шкивах A и B (на которых они натянуты) и перемещаясь вместе с машиной, совершают сложное движение. Для определения траектории движения точки M левого ремня расположим неподвижные оси координат Ox_A , Oy_A и Oz_A с началом в точке O так, чтобы ось Ox_A находилась в продольной плоскости, проходящей через носик делителя, и была направлена в сторону движения машин по поверхности поля, ось Oy_A проходила через основание крайнего стебля, подведенного делителем к начальному положению точки M ремня — M_0 , была перпендикулярна направлению движения машины и параллельна поверхности поля, а ось Oz — по вертикали вверх. Пусть по истечении некоторого времени t машина продвинулась вперед со скоростью v_m на расстояние $C'_B C''_B = C'_A C''_A = v_m t$; за этот же промежуток времени точка M_0 ремня, двигающегося равномерно с угловой скоростью ω_A , перейдет в положение M , повернувшись вместе с ремнем на угол $\zeta^A = \omega_A t$. Нетрудно вывести следующие уравнения абсолютного движения точки M левого теребильного ремня при его вращении вокруг точки A шкива (относительное движение) и перемещении вместе с машиной (переносное движение):

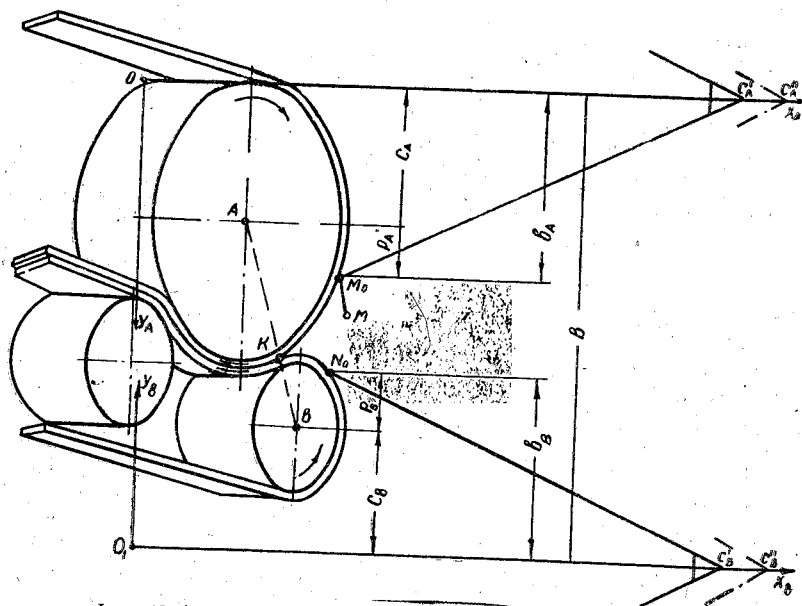
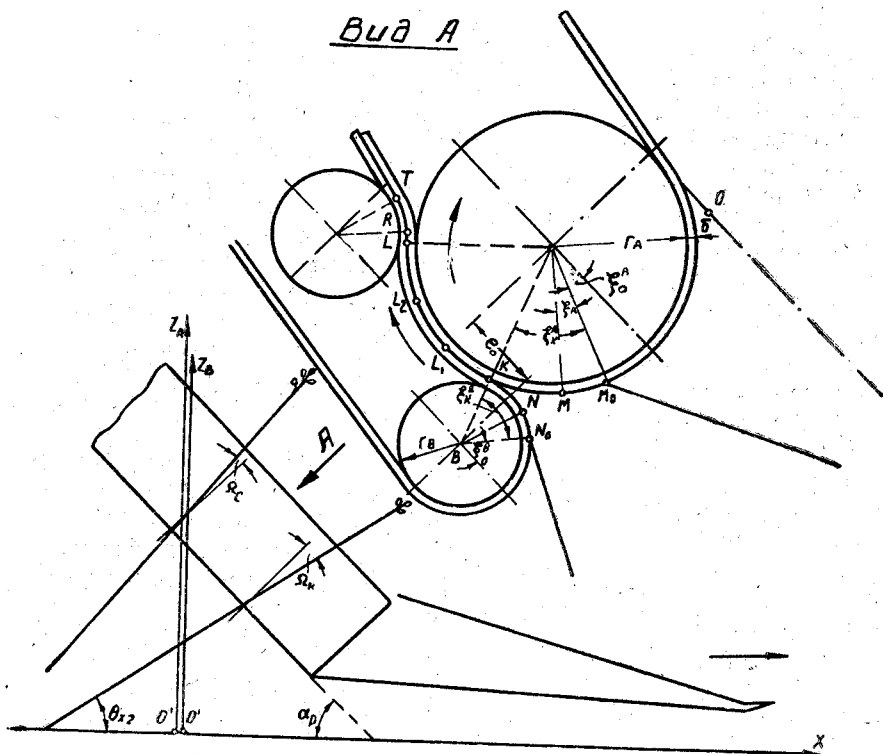
$$\left. \begin{aligned} x_A &= x_0^M + v_m t - (r_A + \delta) \cos \alpha_p [\cos \zeta_0^A - \cos (\zeta_0^A + \omega_A t)]; \\ y_A &= c_A + p_A + (r_A + \delta) [\sin (\zeta_0^A + \omega_A t) - \sin \zeta_0^A]; \\ z_A &= z_0^M + (r_A + \delta) \sin \alpha_p [\cos \zeta_0^A - \cos (\zeta_0^A + \omega_A t)], \end{aligned} \right\} \quad (91)$$

где r_A — радиус шкива A ,
 δ — толщина ремня,
 x_0^M и z_0^M — координаты точки M_0 ,
 α_p — угол наклона теребильного аппарата к горизонту,
 ζ_0^A — угол между продольной осью шкива и радиусом AM_0 ,
 c_A — расстояние от оси Ox_A до продольной плоскости, проходящей через центр шкива A ,
 p_A — расстояние от точки M_0 до продольной плоскости, проходящей через центр шкива A .

Равенства (91) представляют собою уравнения траектории, описываемой точкой M левого теребильного ремня при его вращении вокруг точки A шкива и перемещении вместе с машиной.

Рассуждая таким же образом, можно определить координаты x_B , y_B , z_B и вывести уравнения траектории, описываемой точкой N правого теребильного ремня (охватывающего шкив B) в системе координат $Ox_B y_B z_B$. В общем виде уравнения траектории, описываемой точкой N правого ремня или точкой M левого ремня, могут быть представлены следующим образом:

Вид А



Фиг. 42. Схема тербильного ручья типа ЛТВ-4 (ЛК-4).

$$\left. \begin{aligned} x &= x_0 + v_{\text{м}} t - (r + \delta) \cos \alpha_p [\cos \zeta_0 - \cos (\zeta_0 + \omega t)]; \\ y &= c + p + (r + \delta) [\sin (\zeta_0 + \omega t) - \sin \zeta_0]; \\ z &= z_0 + (r + \delta) \sin \alpha_p [\cos \zeta_0 - \cos (\zeta_0 + \omega t)]; \end{aligned} \right\} \quad (92)$$

где r — радиус шкива,

x_0, z_0 — координаты начальной точки (M_0 или N_0),

ζ_0 — угол между продольной осью рассматриваемого шкива и линией, соединяющей центр шкива с начальной точкой соответствующего ремня,

c — расстояние от оси абсцисс до продольной плоскости, проходящей через центр соответствующего шкива,

p — расстояние от начальной точки ремня до продольной плоскости, проходящей через центр соответствующего ему шкива.

Угловая скорость ω вычисляется по следующей формуле:

$$\omega = \frac{v_p}{r + \kappa' \delta}, \quad (93)$$

где v_p — скорость движения ремней,

κ' — коэффициент, учитывающий влияние толщины ремня на угловую скорость шкива.

Коэффициент κ' зависит от положения нейтрального слоя в поперечном сечении ремня при его изгибе; на положение нейтрального слоя влияют наличие профилированных выступов на ремне, расположение ткани в сечении ремня и другие факторы. С достаточной для практических целей точностью можно считать $\kappa' \approx 0,5$.

Между величинами p, ζ_0, r и δ существует следующая зависимость:

$$\zeta_0 = \arcsin \frac{p}{r + \delta}. \quad (94)$$

В равенствах (92), (93) и (94) вместо $x_0, r, \zeta_0, \omega, c, p$ и z_0 нужно подставить соответственно — для левого ремня — $x_0^M, r_A, \zeta_0^A, \omega_A, c_A, p_A$ и z_0^M , а для правого — $x_0^N, r_B, \zeta_0^B, \omega_B, c_B, p_B$ и z_0^N . Эти же равенства справедливы и для теребильного аппарата типа ЛТ-7, характеризующегося следующими особенностями: $r_A = r_B = r$; $\zeta_0^A = \zeta_0^B = \zeta_0$; $c_A = c_B = c$; $p_A = p_B = p$.

В зависимости от того, как примыкают нижние прутки делителей к теребильным ремням (проходят ли снизу, не доходят до ремней или проходят сверху), расстояния $c + p, x_0$ и z_0 могут быть равны соответственно $b, (c + p) \operatorname{tg} \psi$ и l_0 (см. фиг. 34, а и 34, б и формулу 67) или же принимают близкие к ним значения.

Кроме изложенных выше данных необходимо определить, через какой промежуток времени точки M и N ремней встретят-

ся, т. е. придут в точку K (фиг. 42). Обозначим время, в течение которого точка M приходит в K , через t_K^M , а описываемый при этом угол — ζ_K^A . Соответственно обозначим время, необходимое для перехода точки N_0 в K через t_K^N , а описываемый при этом угол — ζ_K^B . Составляя следующие равенства

$$\cos(\zeta_0^A + \zeta_K^A) = \frac{e_0}{r_A + r_B + 2\delta} \text{ и } \zeta_K^B = \pi - \zeta_0^A - \zeta_0^B - \zeta_K^A,$$

где e_0 — расстояние между поперечными осями шкивов (фиг. 42),

$$\text{находим } t_K^M = \frac{1}{\omega_A} \left(\arccos \frac{e_0}{r_A + r_B + 2\delta} - \zeta_0^A \right); \quad (95)$$

$$t_K^N = \frac{1}{\omega_B} \left(\pi - \zeta_0^B - \arccos \frac{e_0}{r_A + r_B + 2\delta} \right). \quad (96)$$

В действительности точки M и N ремней встречаются из-за сжатия резины несколько раньше, а в точке K соприкосновение ремней сопровождается их деформацией.

Для теребильного аппарата типа ЛТ-7 $t_K^M = t_K^N = t_K$.

Рассмотрим теперь траектории движения точек ремня и диска в теребильном ручье типа ТЛН-1,5. При работе такого аппарата (фиг. 43) точка N ремня, захватывающая лен, сначала огибает ролик B , а затем после прохода через точку N_1 совершает прямолинейное движение на участке N_1K . Если расположить оси координат O_1X_B , O_1Y_B и O_1Z_B с началом в точке O_1 так, как показано на фиг. 43 (точка O_1 совпадает с основанием крайнего стебля, подведенного делителем к начальному положению точки N ремня — N_0 , а ось O_1X_B находится в плоскости симметрии делителя 1), то можно получить следующие уравнения траектории движения точек теребильного ремня:

на участке N_0N_1

$$\left. \begin{aligned} x_B &= x_0^N + v_m t - (r_B + \delta) \cos \alpha_p [\cos \zeta_0^B - \cos(\omega_B t - \zeta_0^B)]; \\ y_B &= c_B - p_B + (r_B + \delta) [\sin(\omega_B t - \zeta_0^B) + \sin \zeta_0^B]; \\ z_B &= z_0^N + (r_B + \delta) \sin \alpha_p [\cos \zeta_0^B - \cos(\omega_B t - \zeta_0^B)]; \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

на участке N_1K

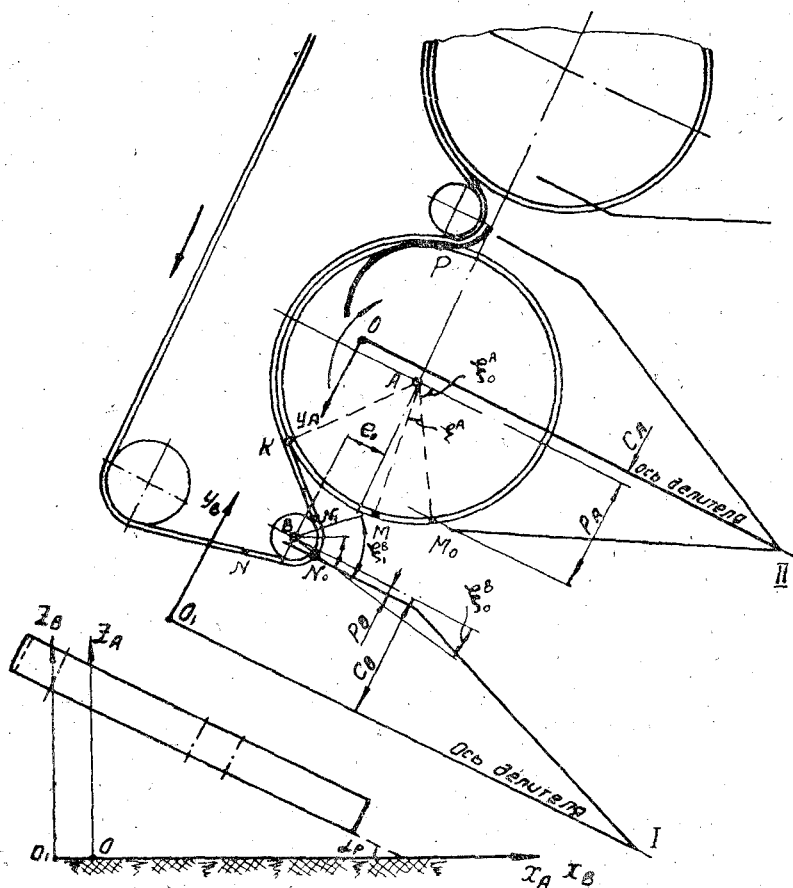
$$\left. \begin{aligned} x_B &= x_1^N + v_m t - v_p t \cos \alpha_p \sin(\zeta_1^B - \zeta_0^B); \\ y_B &= y_1^N + v_p t \cos(\zeta_1^B - \zeta_0^B); \\ z_B &= z_1^N + v_p t \sin \alpha_p \sin(\zeta_1^B - \zeta_0^B), \end{aligned} \right\} \quad (98)$$

где x_1^N , y_1^N , z_1^N — координаты точки N_1 теребильного ремня, ζ_1^B — угол N_0BN_1 .

Следует отметить, что участок N_1K весьма мал.

Уравнения траектории движения точки M диска в системе координат Ox_A , Oy_A и Oz_A с началом в точке O , совпадающей с основанием крайнего стебля, подведенного правым прутком делителя II к начальному положению M_0 точки M диска, выражаются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= x_0^M + v_M t - (r_A + \delta) \cos \alpha_p [\cos \zeta_0^A - \cos (\zeta_0^A + \omega_A t)]; \\ y_A &= c_A + p_A + (r_A + \delta) [\sin (\zeta_0^A + \omega_A t) - \sin \zeta_0^A]; \\ z_A &= z_0^M + (r_A + \delta) \sin \alpha_p [\cos \zeta_0^A - \cos (\zeta_0^A + \omega_A t)]. \end{aligned} \right\} \quad (99)$$



Фиг. 43. Схема теребильной секции типа ТЛН-1,5.

Точка N ремня проходит расстояние от N_0 до K за время t_K^N , равное

$$t_K^N = \frac{\zeta_1^B}{\omega_B} + \frac{N_1 K}{v_p} \quad (100)$$

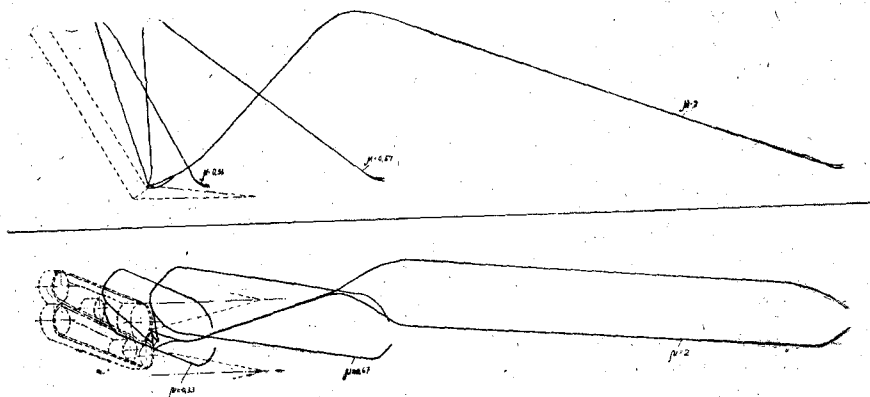
а точка M проходит путь от M_0 до K за время

$$t_K^M = \frac{\zeta_K^A}{\omega_A} \quad (101)$$

Анализ равенств (91), (92), (97), (98) и (99) показывает, что в зависимости от поступательной скорости v_M движения машины и относительной скорости ремней v_p вид траектории точек M и N может меняться.

Так, из уравнений (92) и (93) путем исключения времени t получаем следующие уравнения траектории движения точки теребильного ремня:

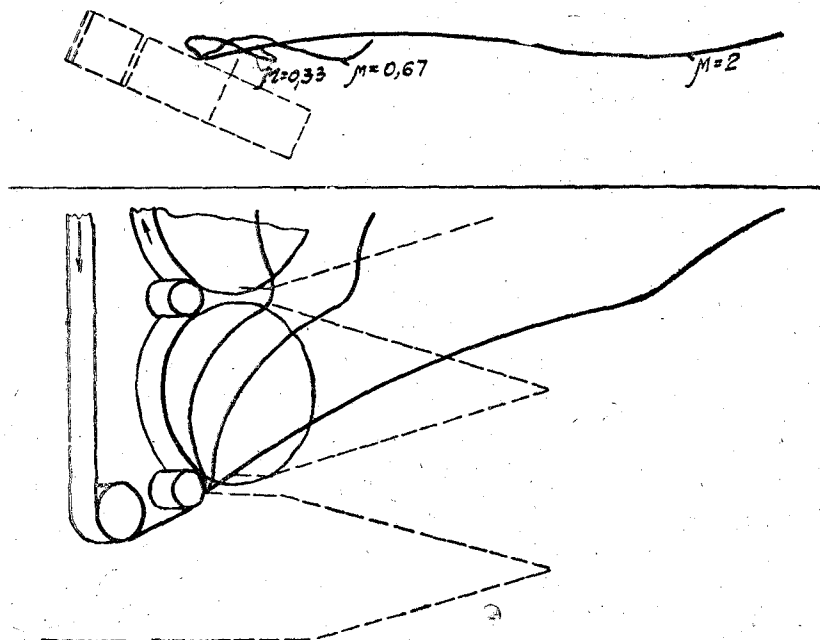
$$\left. \begin{aligned} x &= x_0 + \frac{v_M}{v_p} (r + k'\delta) \left\{ \arccos \left[\cos \zeta_0 - \frac{z - z_0}{(r + \delta) \sin \alpha_p} \right] - \zeta_0 \right\} - \\ &\quad - (z - z_0) \operatorname{ctg} \alpha_p; \\ y &= c + p + (r + \delta) \left\{ \sin \arccos \left[\cos \zeta_0 - \frac{z - z_0}{(r + \delta) \sin \alpha_p} \right] - \sin \zeta_0 \right\} \end{aligned} \right\} \quad (102)$$



Фиг. 44. Траектории верхних точек движущихся теребильных ремней аппарата типа ЛК-4Т (ЛТВ-4) за один оборот при различных значениях показателя скоростного режима.

Из (102) следует, что вид траектории движения точки ремня зависит от отношения $\frac{v_M}{v_p}$. Обозначим это отношение через μ .

назовем его показателем скорости режима и построим траектории точек M и N при различных значениях μ — 0,33; 0,67 и 2 (фиг. 44 и 45). Для ручья типа ЛТВ-4 (ЛК-4) траектории точек построены при $v_m = 2,8$ м/с., $r_A = 100$ мм, $r_B = 60$ мм, $\delta = 10$ мм, $\alpha_p = 60^\circ$, $B = 380$ мм, $\beta = 12^\circ$; $e_o = 50$ мм, $p_A = 40$ мм, $p_B = 20$ мм, $\kappa' = 0,5$. Графики показывают, что при больших значениях μ траектории абсолютного движения точек ремней таковы, что вряд ли будет иметь место затягивание стеблей льна в ручей. Это явление более подробно рассматривается ниже.

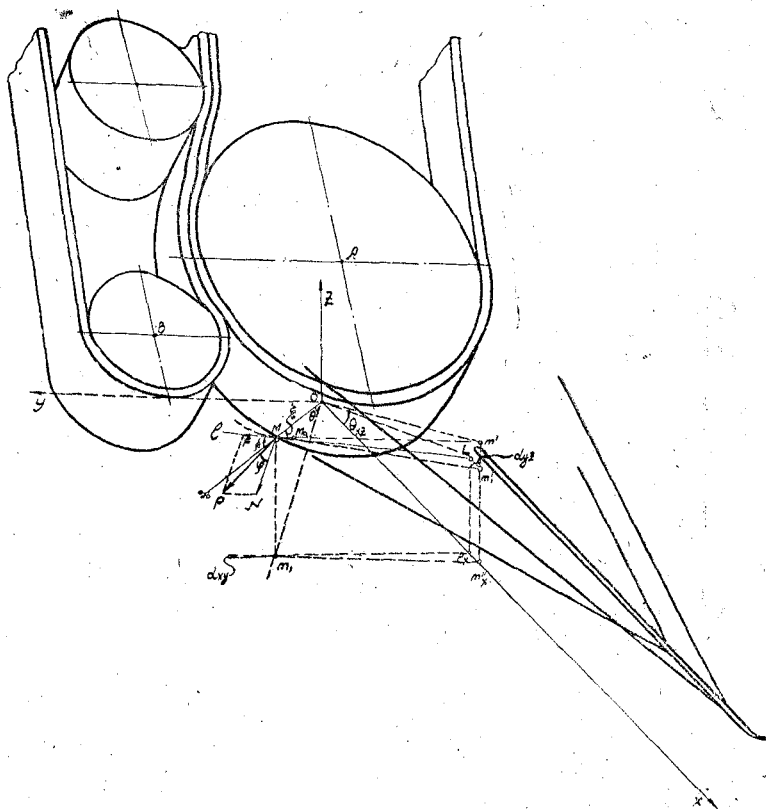


Фиг. 45. Траектории движения точки теребильного ремня ТЛН-1,5 при различных значениях показателя скоростного режима.

Уравнения траекторий движения выведены для верхних точек теребильных ремней. Нетрудно видеть, что эти же зависимости справедливы и для выражения траекторий нижних точек теребильных ремней, если под x_o , $(c + p)$ и z_o понимать координаты начального положения нижних точек теребильных ремней.

Переходим к анализу процесса затягивания стеблей в теребильные ручьи. На фиг. 46 представлена схема движущейся те-

ребильной секции, ремень которой воздействует на стебель с тем, чтобы затянуть его в устье ручья. Из анализа этой схемы следует, что для подвода стеблей в сторону ручья траектория абсолютного движения точек ремня должна быть такова, чтобы сила P , воздействующая на стебель и являющаяся равнодействующей сил — нормальной — N и трения — F , была бы направлена в сторону теребильного ручья и обеспечила бы, тем самым, затягивание стеблей.



Фиг. 46. Силы, действующие на стебель льна, захватываемый теребильным ремнем.

Следует отметить, что сила P не является единственной силой, действующей на стебель. Из-за некоторой сцепленности семенными коробочками стебли, зажатые в ручьях и транспортируемые ремнями, тянут за собой другие стебли, подводимые к ручьям. С другой стороны, в силу некоторой упругости затягивание стеблей возможно лишь тогда, когда сила, равная сум-

ме силы P и силы сцепления стеблей, больше силы сопротивления наклону. Вблизи точки K (фиг. 42) ремни работают как плющильные вальцы, захватывающие и сжимающие пучки стеблей. В целях упрощения рассматриваемого явления принято, что сила сцепления, которая не так уж велика, уравнивается силой упругости стеблей; стебли в этом случае будут следовать за ремнями (по направлению силы P). Принятие такой упрощенной схемы облегчает изучение этого вопроса и позволяет выявить влияние основных конструктивных параметров теребильного аппарата на затягивание стеблей льна.

Направление силы P в сторону ручья (фиг. 46) возможно, когда угол ξ между стеблем (угол этот отсчитывается от стебля) и касательной IL к траектории движения ремня в рассматриваемой точке направлен в сторону теребильного ручья. В этом случае стебли могут захватываться ремнями в теребильный ручей без скольжения точек ремня по ним в перпендикулярном направлении. Параллельно же стеблям льна такое скольжение будет иметь место всегда, когда угол ξ не равен 90° .

Если же угол ξ между стеблем и касательной к траектории движения ремня в рассматриваемой точке направлен от теребильного ручья, то в этом случае стебель не только не затягивается, но и отталкивается ремнями от ручья.

Будем считать угол ξ положительным, если он направлен в сторону ручья, и отрицательным, если он направлен от ручья. Тогда условие затягивания стеблей льна ремнями в теребильный ручей выражается следующим образом:

$$\xi > 0. \quad (103)$$

При $\xi = 0$ положение стебля не меняется; при $\xi < 0$ стебель отводится от ручья.

Расположим начало координат O в основании стебля и напомним оси координат так, как показано на фиг. 46. Из этой схемы вытекает, что

$$\cos \xi = \frac{(OM)^2 + (ML)^2 - (OL)^2}{2(OM)(ML)},$$

где $OM = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ — длина части стебля под теребильным ручьем,

ML — расстояние по касательной к траектории движения ремня от точки M до плоскости XOZ ,

$$ML = \sqrt{(Mm_1')^2 + (m_1'L)^2} = \sqrt{\left(\frac{y}{\sin \alpha_{yz}}\right)^2 + (y \operatorname{tg} \alpha_{xy})^2},$$

OL — расстояние от основания стебля до точки пересечения касательной IL с плоскостью XOZ ,

$$OL = \sqrt{(Ol_x)^2 + (l_x L)^2} = \sqrt{(x - y \operatorname{tg} \alpha_{xy})^2 + (z - y \operatorname{ctg} \alpha_{yz})^2},$$

$$\alpha_{yz} = \arctg \frac{dy}{dz}; \quad \alpha_{xy} = \arctg \frac{dx}{dy},$$

тогда

$$\cos \xi = \frac{xdx + ydy + zdz}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2 + (dz)^2}}, \quad (104)$$

где

$$\left. \begin{aligned} dx &= [v_m - (r + \delta) \omega \cos \alpha_p \sin(\zeta_0 + \omega t)] dt; \\ dy &= (r + \delta) \omega \cos(\zeta_0 + \omega t) dt; \\ dz &= (r + \delta) \omega \sin \alpha_p \cdot \sin(\zeta_0 + \omega t) dt. \end{aligned} \right\} \quad (105)$$

Зависимости (104) и (105) справедливы как для правого, так и для левого ремней секции. Для правого ремня вместо r , ω и ζ_0 подставляются r_B , ω_B и ζ_0^B , а для левого ремня — r_A , ω_A и ζ_0^A . (см. фиг. 42).

Для участка N_1K теребильного ручья ТЛН-1,5 (фиг. 43) dx , dy и dz определяются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} dx &= [v_m + v_p \cos \alpha_p \sin(\zeta_1^B - \zeta_0^B)] dt; \\ dy &= v_p \cos(\zeta_1^B - \zeta_0^B) dt; \\ dz &= v_p \sin \alpha_p \sin(\zeta_1^B - \zeta_0^B) dt. \end{aligned} \right\} \quad (106)$$

Абсолютная скорость точек теребильных ремней равна

$$v = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2}, \quad (107)$$

а скорость $v_{ск}$, с которой ремни скользят по стеблям, будет

$$v_{ск} = v \cdot \cos \xi$$

или

$$v_{ск} = \frac{xx + yy + zz}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}}. \quad (108)$$

После затягивания крайнего стебля в устье теребильного ручья нижние кромки ремней зажимают его в точке K , удаленной от основания O (фиг. 42 и 43) на некотором расстоянии l_K . Из фиг. 42 и 43 видно, что

$$l_K = \sqrt{x_K^2 + y_K^2 + z_K^2}, \quad (109)$$

где x_K , y_K , z_K — координаты точки K (z_K называется еще высотой теребления).

Во всех установленных зависимостях, определяющих положение и наклон стеблей при захвате их ремнями, отсутствует показатель трения. Это не значит, что трение между стеблями и ремнями не влияет на захват льна в ручей. В действительности, трение должно оказывать некоторое влияние на затягивание

льна в ручей, но в связи с тем, что при исследовании рассматриваемого процесса упругость стеблей принята равной нулю, и получилось, что показателя трения нет в приведенных формулах.

Если высоту стеблестоя льна обозначить через H , то теребление крайних стеблей может иметь место только тогда, когда

$$l_k < H. \quad (110)$$

В противном случае крайние стебли льна не попадут в теребильный ручей, а будут лишь наклоняться ремнями по ходу движения машины.

Итак, к моменту прихода крайних стеблей в устье ручья K они зажимаются в точке, удаленной от основания на расстоянии l_k . С другой стороны, центральные стебли захватываются на высоте, близкой к z_k . Теоретически можно предположить, что центральные стебли захватываются ремнями в вертикальном положении на высоте z_k . В действительности же крайние стебли, наклоняясь под действием делителей, воздействуют определенным образом (из-за некоторого подпора стеблей и сцепленности верхушечной части стеблестоя) и на центральные стебли, которые наклоняются вперед и захватываются ремнями под углом χ к горизонту; этот угол зависит от густоты стеблестоя, сцепленности верхней части стеблей и других факторов.

Таким образом, теоретическая растянутость стеблей в теребильном ручье Δl_T равна

$$\Delta l_T = l_k - z_k, \quad (111)$$

а растянутость с учетом подпора стеблей Δl_y будет

$$\Delta l_y = l_k - \frac{z_k}{\sin \chi}. \quad (112)$$

Продольный наклон стеблей при их захвате ремнями может быть выражен углом Θ_{xz} наклона проекции стебля на плоскость XOZ к оси X (фиг. 46); тангенс этого угла равен:

$$\operatorname{tg} \Theta_{xz} = \frac{z}{x}. \quad (113)$$

В момент захвата (зажатия) стеблей в точке K угол продольного их наклона Θ_{xz}^k определяется из равенства:

$$\operatorname{tg} \Theta_{xz}^k = \frac{z_k}{x_k}. \quad (114)$$

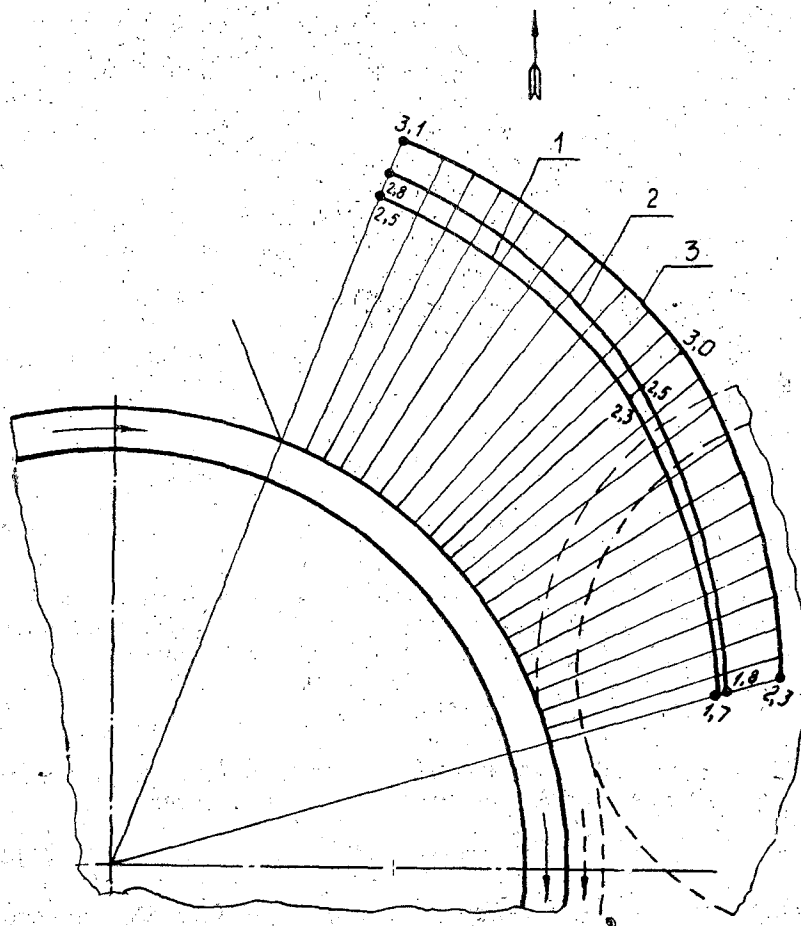
Положение крайнего стебля в ручье, т. е. угол Ω_k , на который он отклонен от линии, перпендикулярной к плоскости движения ремней (фиг. 42) зависит от Θ_{xz}^k . Если исходить из того, что положение стебля относительно льнотеребилки не меняется после подвода его ремнями в устье ручья, то

$$\Omega_k = \alpha_p + \Theta_{xz}^k - \frac{\pi}{2}. \quad (115)$$

Угол Ω_k принят отрицательным, если направлен в сторону движения теребилки, и положительным, когда направлен против движения.

Аналогично находим, что угол Ω_c наклона средних стеблей в момент теребления (фиг. 42) равен

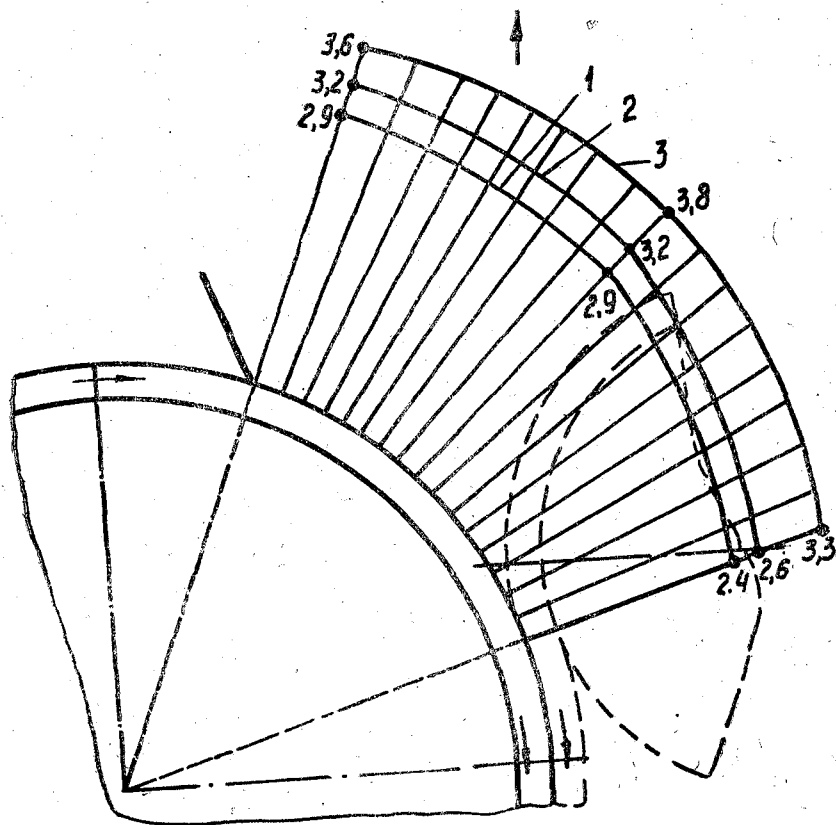
$$\Omega_c = \alpha_p + \chi - \frac{\pi}{2}. \quad (116)$$



Фиг. 47. Изменение скорости скольжения левого теребильного ремня по стеблям льна при их подводе в теребильный ручей при $\alpha_p = 35^\circ$, $v_p = 3$ м/с, $x_0 = 5$ см, $z_k = 19$ см:

1 — $v_m = 1,5$ м/с; 2 — $v_m = 2,5$ м/с; 3 — $v_m = 4,0$ м/с.

Таковы теоретические основы захвата стеблей льна теребильными ремнями. Воспользуемся ими для исследования влияния различных факторов на скольжение ремней по стеблям льна и их растянутость.



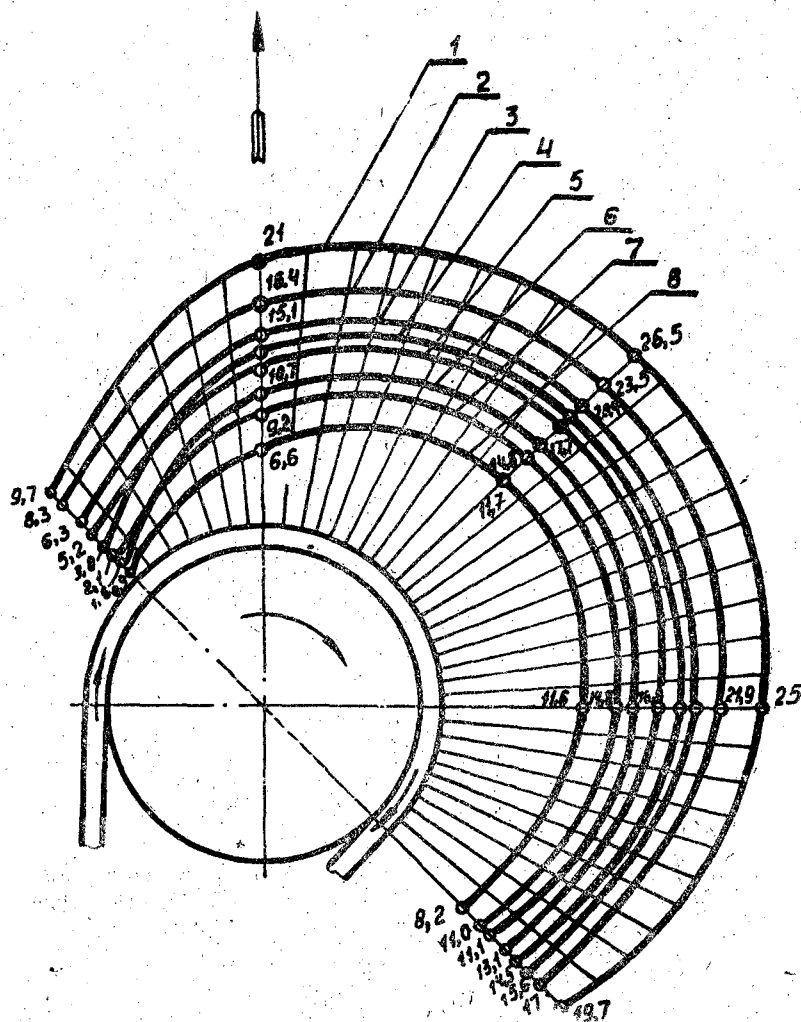
Фиг. 48. Изменение скорости скольжения левого теребильного ремня по стеблям льна во время их подвода в теребильный ручей при

$$\alpha_p = 60^\circ; v_p = 3 \text{ м/с}; x_0 = 5 \text{ см}, z_k = 19 \text{ см};$$

$$1 - v_m = 1,5 \text{ м/с}; 2 - v_m = 2,5 \text{ м/с}; 3 - v_m = 4,0 \text{ м/с}.$$

На фиг. 47 и 48 представлены данные, показывающие, как изменяется теоретическая скорость скольжения ремней по стеблям льна. Данные эти получены расчетным путем по формуле (108). Из анализа этой зависимости и представленных графиков следует, что скорость скольжения увеличивается с ростом скоростей движения ремней и машины, и угла наклона теребильного аппарата к горизонту. На скольжение влияет также положение стебля и высота его захвата ремнями.

При проектировании льноуборочных машин важно знать, как изменяется растянутость стеблей льна, захватываемых ремнями, в зависимости от угла поворота шкива (это необходимо

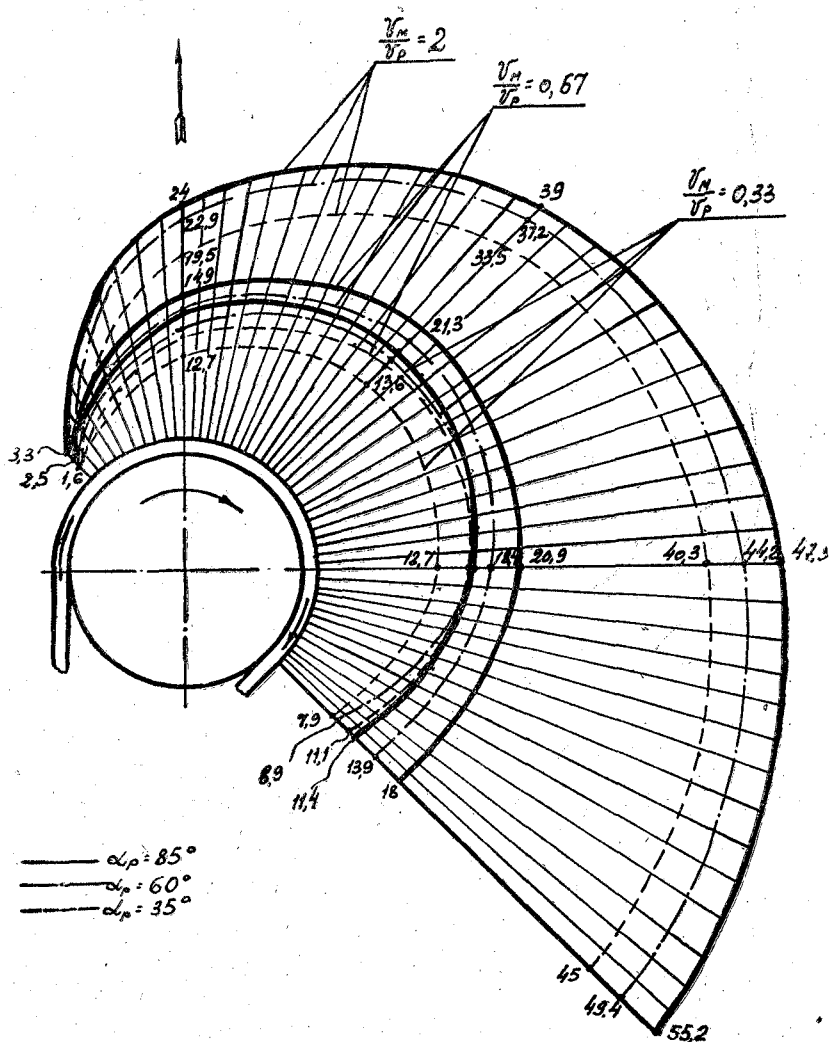


Фиг. 49. Изменение теоретической растянутости в см стеблей льна, захватываемых теребильным ремнем, в зависимости от угла поворота шкива

диаметром 200 мм при $\frac{v_m}{v_p} = 0,67$, $\alpha_p = 35^\circ$ и $\delta = 10$ мм:

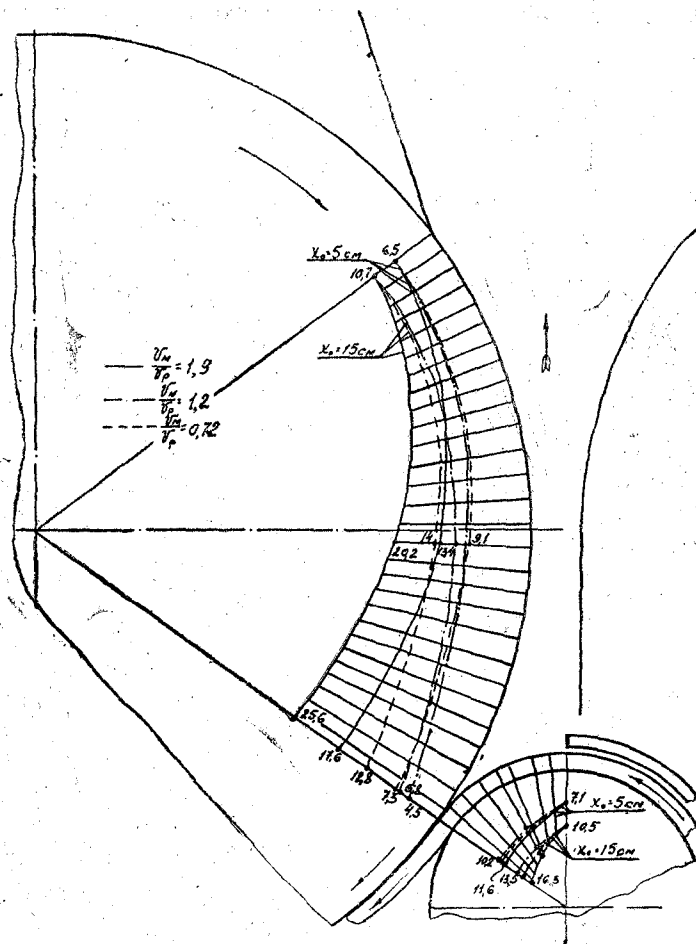
- 1 — $x_0 = 15$ см, $y_0 = 8$ см, $z_K = 19$ см; 2 — $x_0 = 15$ см, $y_0 = 3$ см, $z_K = 19$ см;
 3 — $x_0 = 15$ см, $y_0 = 8$ см, $z_K = 29$ см; 4 — $x_0 = 5$ см, $y_0 = 8$ см, $z_K = 19$ см;
 5 — $x_0 = 15$ см, $y_0 = 3$ см, $z_K = 29$ см; 6 — $x_0 = 5$ см, $y_0 = 3$ см, $z_K = 19$ см;
 7 — $x_0 = 5$ см, $y_0 = 8$ см, $z_K = 29$ см; 8 — $x_0 = 5$ см, $y_0 = 3$ см, $z_K = 29$ см.

для того, чтобы правильно выбрать значение угла ξ_0). На фиг. 49 и 50 представлена часть данных по теоретической растянутости стеблей, полученных расчетным путем по формулам (109), (111) и другим. Полученные графики показывают, что при $\xi_0 \leq 0$ растянутость подводимых стеблей при повороте ремня и шкива резко возрастает. При $\frac{\pi}{2} > \xi_0 > 0$ и уменьшении отношения $\frac{v_m}{v_p}$ и угла наклона теревильного аппарата к горизон-



Фиг. 50. Изменение теоретической растянутости в см стеблей льна, захватываемых теревильным ремнем, в зависимости от угла поворота шкива диаметром 200 мм при $\delta = 10$ мм, $x_0 = 5$ см, $y_0 = 3$ см и $z_k = 19$ см.

ту растянутость льна уменьшается. Это же видно и из графика на фиг. 51, характеризующего работу теребильного аппарата ТЛН-1,5. Анализ этих данных с учетом особенностей работы делителя (фиг. 35 и 36) позволяет прийти к выводу, что при проектировании машин угол ζ_0 должен быть выбран больше нуля и меньше 45° .



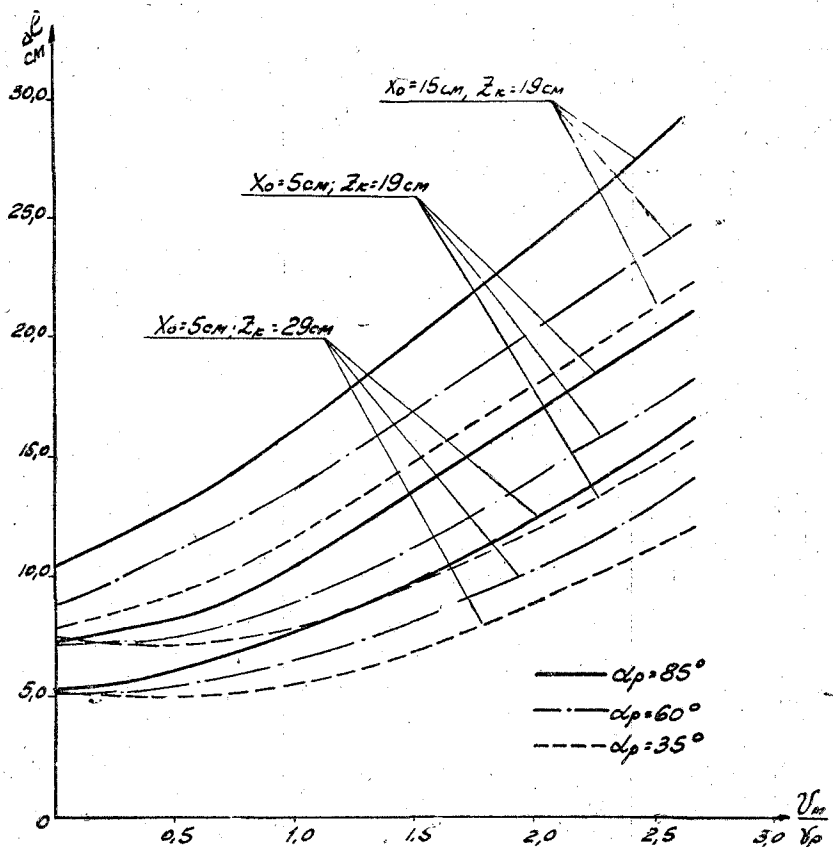
Фиг. 51. Изменение растянутости в см пучка стеблей, подводимых в ручей типа ТЛН-1,5 при $\alpha_p \approx 18^\circ$ и $z_k = 21,6$ см.

Для уточнения этого вопроса был проведен опыт по определению растянутости льна в теребильных ручьях типа ЛТВ-4 в зависимости от ширины захвата нижних прутков делителя и угла между ними. Полученные данные представлены в табл. 8.

Влияние ширины захвата нижних прутков делителя на растянутость льна в теревильных ручьях типа ЛТВ-4

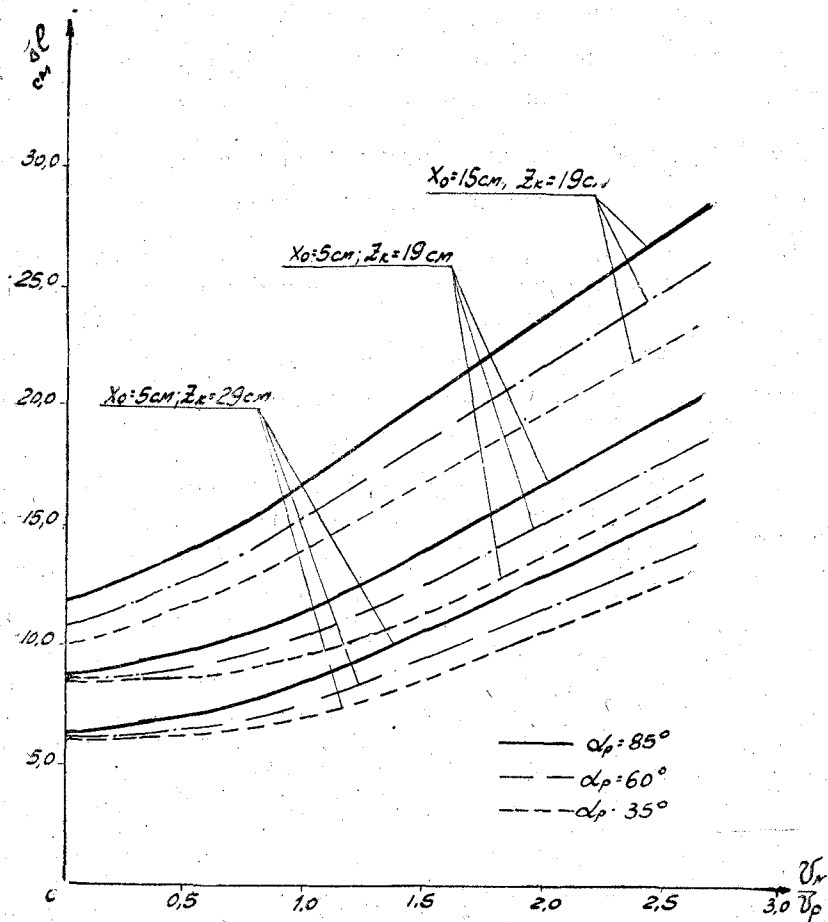
Ширина захвата нижних прутков делителя (2в), см	Расстояние между нижними прутками делителей у входной щели ручья (В-2в), см	Отношение $\frac{2в}{В}$	Скорость движения бегунки (V _м), м/с	Показатель скоростного режима, р	Растянутость льна в ручье, см	Условия проведения опытов
36,5—36,0	1,0—1,5	0,96	1,39 3,60	0,435 1,125	41,2 41,7	1) Высота теревильня $z_k = 13-16$ см; 2) Угол между рабочими прутками делителя $2\beta_0 = 20-25^\circ$; 3) Угол наклона прутков к горизонту $\alpha = 0-5^\circ$; 4) Густота стеблестоя — 2200 шт. стеблей на м ² ; 5) Засоренность стеблестоя — 1%; 6) Высота стеблей средняя — 63 см; 7) Диаметр стеблей средний — 1,1 мм; 8) Влажность стеблей — 60,5%
32,5—31,5	5,5—6,5	0,83	1,39 3,60	0,435 1,125	31,8 39,2	
24,0—23,0	14,0—15,0	0,61	1,39 3,60	0,435 1,125	41,3 45,5	

Из приведенных данных видно, что наименьшая растянутость льна в ручье типа ЛТВ-4 получается при расстоянии между прутками делителей 5,5—6,5 см (соответствует углам $\zeta^A_o = 30^\circ - 35^\circ$ и $\zeta^B_o = 35^\circ - 40^\circ$). При расстоянии $B - 2b$, равном 1,0—1,5 см, (что соответствует $\zeta^A_o \cong \zeta^B_o \cong 0 - 5^\circ$) и 14,0—15,0 см (это соответствует $\zeta^A_o = 50^\circ - 55^\circ$ и $\zeta^B_o = 65^\circ - 70^\circ$) получены большие значения растянутости льна. В первом случае это произошло из-за того, что прутки делителей подходили вплотную к входной щели ручья, и теребильные ремни в связи с этим не подводили лен, а только захватывали его, как вальцы. Выше было выяснено, что прутки делителей, воздействуя на стебли льна и наклоняя их, увеличивают тем самым растянутость подводимых стеблей. Уменьшение ширины захвата делителей при-



Фиг. 52. Зависимость растянутости стеблей, создаваемой правым ремнем ручья типа ЛТВ-4 (ЛК-4), от скоростного режима и угла наклона секции к горизонту. Диаметр шкива, охватываемого ремнем, 120 мм.

водит к тому, что в подводе льна принимают участие и теребильные ремни, которые на определенном участке почти не увеличивают растянутость льна (см. фиг. 49, 50 и 51). По этой причине растянутость стеблей во втором случае меньше. Увеличение растянутости льна при резком уменьшении ширины захвата нижних прутков делителя объясняется тем, что подводимые стебли льна перешли с прутков делителей на ремни в участках, где угол ξ_0 близок к нулю и где движение ремней приводит к большому росту растянутости пучков стеблей (что видно из тех же графиков на фиг. 49 и 50).



Фиг. 53. Зависимость растянутости стеблей, создаваемой левым ремнем ручья типа ЛТВ-4 (ЛК-4), от скоростного режима и угла наклона секции к горизонтالي. Диаметр шкива, охватываемого ремнем, равен 200 мм.

Таким образом, анализ опытных данных с учетом результатов теоретических исследований позволяет сделать вывод о том, что наиболее выгодные величины углов ζ_0 лежат в пределах от 25° до 45° .

Для определения влияния показателя скоростного режима, (т. е. отношения $\frac{v_m}{v_p}$), угла наклона аппарата и других факторов на теоретическую растянутость вытеребливаемого льна проведены специальные расчеты по формулам (111), (109), (92) и другим; полученные данные представлены графически на фиг. 52 и 53. Из этих данных видно, что у ручья типа ЛТВ-4 (ЛК-4) с увеличением отношения $\frac{v_m}{v_p}$ и угла наклона теребильного аппарата к горизонту растянутость стеблей увеличивается. Особенно велика растянутость льна при $\frac{v_m}{v_p} > 1$. Это объясняется тем, что при больших значениях угла α_p и отношения $\frac{v_m}{v_p}$ из-за роста x_k увеличивается расстояние l_k от основания до точки зажима стеблей.

Участок нажимного ролика ручья типа ТЛН-1,5 (фиг. 54) почти не влияет на растянутость льна при изменении скоростного режима теребилки. Основное влияние на растянутость при изменении отношения $\frac{v_m}{v_p}$ оказывает работа диска, причем относительно малая растянутость льна создается так же, как и у ручья типа ЛТВ-4 при $\frac{v_m}{v_p} < 1$.

Анализ уравнения (111) с учетом равенств (109) и (92) показывает, что минимальная теоретическая растянутость стеблей имеет место при $x_k = 0$, т. е. при

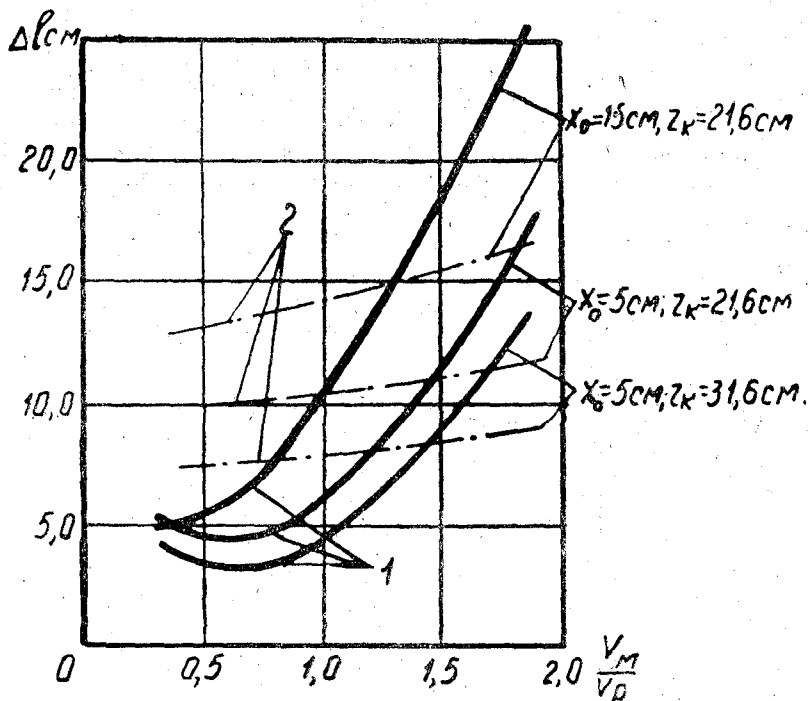
$$\mu = \frac{(r + \delta) \cos \alpha_p [\cos \zeta_0 - \cos (\zeta_0 + \zeta_k)] - x_0}{\zeta_k (r + k'\delta)} \quad (117)$$

Значения μ по этой формуле получаются слишком малые и разные для правого и левого ремня; в связи с этим для расчетов при выборе соотношения между v_m и v_p лучше пользоваться приведенными выше результатами анализа графиков.

Установленный выше факт увеличения растянутости вытеребливаемого льна с повышением показателя скоростного режима машины подтверждается результатами экспериментальных исследований, проведенных по следующей методике.

Перед проведением опытов на поле были выделены учетные гоны и установлены вешки; затем агрегатом проезжали в рабочем состоянии каждый учетный гон, причем во время этого хода теребильная установка производила теребление стеблей и все дальнейшие операции в соответствии с технологическим

процессом. Против каждой вешки агрегат мгновенно останавливали. В теребивных ручьях ножницами срезали верхушки стеблей на уровне верхних линий ручьев на участках постоянной длины (150 мм). Комлевые части срезанных стеблей извлекались из ручьев, обвязывались по каждому ручью шпагатом с этикеткой и направлялись в лабораторию для анализа. В это же время брались пробы стеблей у выхода из поперечного транспортера и выброшенный вязальным аппаратом сноп, которые тоже обвязывались шпагатом с этикеткой (без нарушения положения стеблей относительно друг друга) и направлялись в лабораторию.



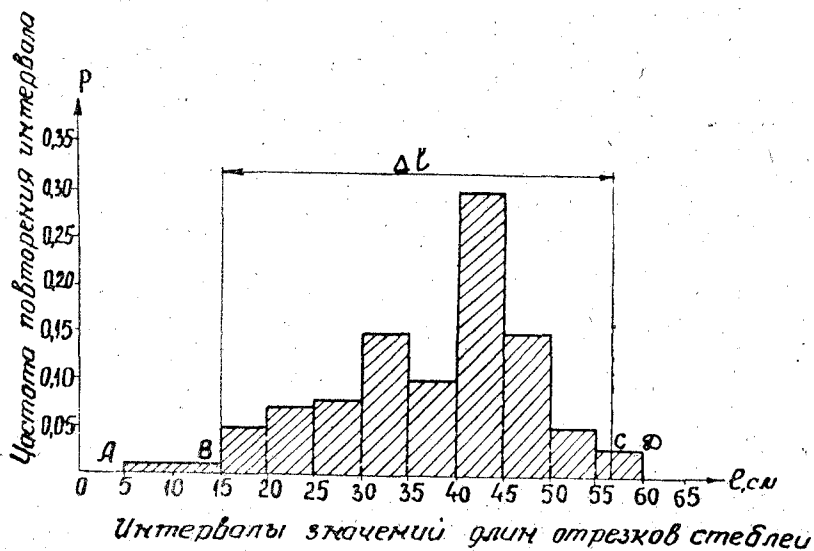
Фиг. 54. График изменения растянутости стеблей, создаваемой диском и нажимным роликом в ручье типа ТЛН-1,5, при угле наклона секции к горизонту, равном 20° :

1 — кривая изменения растянутости, создаваемой диском; 2 — кривая изменения растянутости, создаваемой участком теребивного ремня, охватывающего нажимной ролик.

В лаборатории замеры отрезков стеблей, взятых из ручьев, производились от места среза до места опадения семядольного листочка (так называемое колечко или бугорок). Для указанных отрезков определялись длины наибольшего и наименьшего отрезков. Их разность дает нам максимальную растянутость стеблей в ручье. Комлевая часть каждого снопа и ленты льна,

взятых на анализ в лабораторию, отрезались и из полученных отрезков методом отбора средней пробы отбирались по 300 отрезков. Эти отрезки замерялись по длине и составлялся статистический ряд (гистограмма), в котором по оси абсцисс откладывались принятые интервалы («разряды») длин отрезков стеблей, а по оси ординат — отношение числа стеблей, приходящегося на данный интервал, к общему числу стеблей (так называемая частота повторения данного интервала).

В качестве показателя растянутости стеблей мы принимали такое расстояние Δl по оси абсцисс статистического ряда (фиг. 55), при котором частота (вероятность) выхода длины l отрезков стеблей за пределы интервала Δl вправо и влево были бы одинаковы и в сумме составили бы установленный процент выступающих стеблей, не принимаемых во внимание при определении растянутости льна. Если установить, что из всех стеблей в снопе или ленте 3% наиболее выступающих в обе стороны стеблей не принимаются во внимание при определении растянутости, то это означает, что в снопе, состоящем, например,



Фиг. 55. Статистический ряд, построенный для отрезков стеблей из ленты или снопа льна с целью определения растянутости.

из 5000 стеблей, 150 стеблей не учитывается, из них 75 стеблей наиболее сдвинутых вниз и 75 стеблей наиболее сдвинутых вверх. При органолептическом определении длины снопа (с целью вычисления его относительной растянутости) именно так и поступают, т. е. отдельные пучки в 40, 60, 80 и 100 стеблей, наиболее выступающие вверх или вниз, не принимаются во внимание.

С учетом изложенного для определения величины Δl (фиг. 55) мы слева и справа гистограммы отделяли участки AB и CD , равные по площади (каждый) 0,015 площади гистограммы. Полученное расстояние Δl и представляло собой растянутость снопа или ленты льна, определенную методами вариационной статистики.

Практически для определения Δl не нужно строить гистограмму полностью, а только левый и правый ее концы. Не нужно также замерять отрезки стеблей, длины которых не попадают в левый и правый концы гистограммы. Это упрощает определение растянутости стеблей льна в снопе или ленте.

Основные результаты опытов, проведенных в 1960 году, представлены в табл. 9. Из этих данных видно, что с увеличением показателя μ выше 0,4—0,6 у льнотеребилки ЛТВ-4 и теребильной установки типа ЛТВ-4 (ЛК-4) растянутость льна в ручьях увеличивалась.

У машины ТЛН-1,5 при скорости движения ремня 2,06 м/с (табл. 9) растянутость стеблей в ручьях при $v_m = 1,39$ м/с меняется в небольших пределах, причем самая большая растянутость установлена в ленте, выходящей из четвертого ручья. При увеличении скорости движения теребилки до 2,28 м/с растянутость льна в первом и втором ручьях уменьшилась, но ухудшилось также качество теребления, что объясняется непопаданием в зоны зажима ручьев крайних стеблей, находящихся в плоскости симметрии делителей. А эти-то стебли как раз и влияют в сторону увеличения на растянутость льна. Вот почему считаем, что и опытные данные по теребилке ТЛН-1,5 подтверждают вывод, сделанный в результате теоретического анализа.

Проведенные во время этих опытов наблюдения за положением стеблей в теребильных ручьях исследуемых теребилки показали, что у аппарата ЛТВ-4 стебли льна в ручье в подавляющем большинстве параллельны между собой. При $v_m = 1,39$ м/с стебли зажаты между ремнями в основном перпендикулярно плоскости аппарата, но некоторые из них отклонены вверх; при $v_m = 3,6$ м/с лен также зажат между ремнями в основном перпендикулярно к плоскости аппарата, но многие стебли перекошены в ручье и отклонены вперед в сторону движения теребилки; это объясняется влиянием траектории движения точек ремней на наклон подводимого льна, что учитывается формулами (114) и (115).

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что установленные опытным путем значения растянутости стеблей в ручьях в два с лишним раза превышают расчетные (теоретические) значения растянутости стеблей. Это объясняется влиянием ряда факторов, не учтенных в приведенных выше формулах (невыровненность поля, скольжение стеблей в ручье и др.). Ниже влияние таких факторов будет рассмотрено.

Если рассматривать растянутость ленты льна, выходящей из

Влияние скоростного режима льнотеребилкок

Марка льнотеребилки	Условия проведения опытов					Скорость движения машины $V, \text{ м/с}$	Показатель скоростного режима
	Высота теребления, см	Густота стеблестоя (количество стеблей на м^2)	Засоренность стеблестоя, %	Высота стеблей средняя, см	Влажность стеблей, %		
ЛТВ-4	18—22	1220	1,0	76,0	65,7	1,39 3,60	0,435 1,125
Теребилная установка типа ЛТВ-4 (ЛК-4)	14—16	1500	6,1	60,2	62,9	1,39	0,382
						1,81	0,497
						2,28 4,45	0,626 1,220
ТЛН-1,5	18—20	1500	6,1	60,2	62,9	1,39 2,28	0,675 1,105

поперечного транспортера теребилки, как переменную; имеющую статистическую природу, и оценивать ее такими показателями, как средняя растянутость, дисперсия (или среднее квадратическое отклонение), параметры корреляционной функции и спектральной плоскости, то, как показывают опыты [46], с повышением скорости движения агрегата средняя растянутость ленты увеличивается, а средние квадратические отклонения заметно не изменяются.

Таким образом, независимо от метода оценки увеличение скорости движения машины приводит к росту растянутости стеблей.

Из проведенного исследования следует, что при увеличении скорости движения агрегата необходимо (для уменьшения растянутости стеблей) соответственно повысить скорость движения теребильных ремней. Кроме этого, уменьшение растянутости стеблей может быть достигнуто уменьшением ширины захвата теребильного ручья.

Уменьшением ширины захвата теребильного ручья ранее занимались проф. М. И. Шлыков [84] и сотрудники ВНИИЛ И. Н. Болотов и В. А. Толковский. В последние годы этот вопрос применительно к теребильному аппарату ТЛН-1,5 исследован А. А. Ярошевичем и А. В. Писарчиком [89].

В 1960 году нами на льнотеребилке типа ЛТВ-4 были изменены расстояния между секциями и проведены соответствующие опыты. Полученные данные представлены в табл. 10. Эти данные подтверждают положение о том, что растянутость льна

Таблица 9

на качество их работы (данные 1960 года)

Чистота теребле- ния. %	Растянутасть льна в см							Растянутасть сно- пов относительная, определенная по методике МИС
	в р у ч ь я х					в ленте (средняя)	в сно- пах (сред- няя)	
	в 1-ом	во 2-ом	в 3-ем	в 4-ом	средняя			
99,6	41,0	33,7	28,7	27,3	32,7	34,3	42,5	1,45
99,1	45,0	34,0	42,0	37,5	39,6	43,2	55,0	1,50
98,8	23,0	30,3	35,0	32,0	30,1	44,2	—	
не опре- делялась	27,0	28,7	33,0	20,7	27,4	не опре- делялась	—	
99,2	29,7	40,7	31,3	44,0	36,4	44,6		
не опре- делялась	38,3	33,0	36,0	42,0	37,3	не опре- делялась	—	
98,2	45,0	43,7	41,3	45,3	43,8	43,1	—	
92,4	33,7	42,0	43,0	47,0	41,6	42,7	—	

уменьшается при уменьшении ширины захвата теребильной секции.

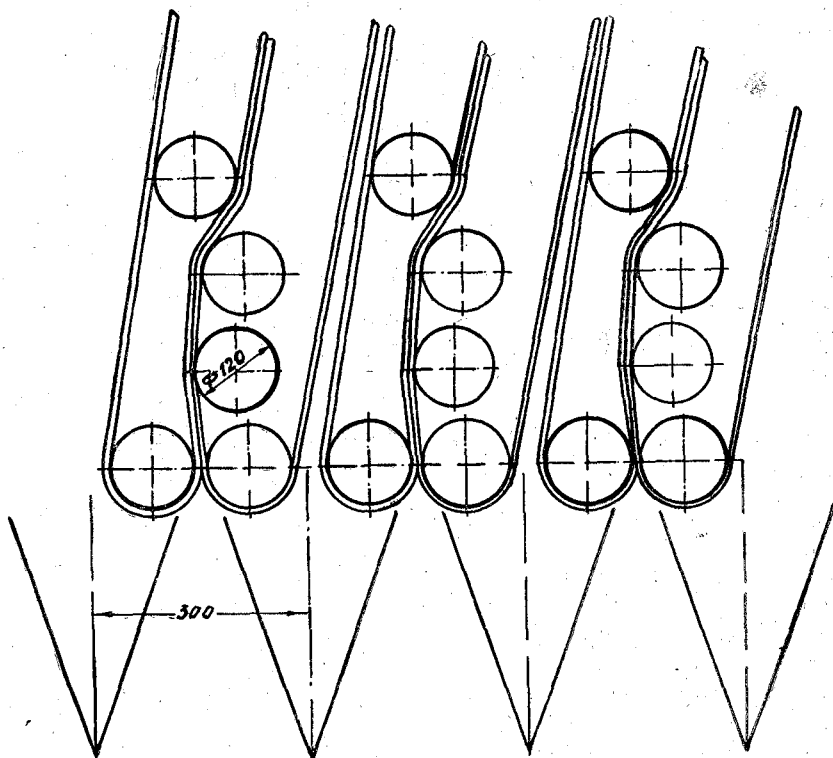
Из изложенного видно, как важно при изготовлении льно-теребилков на заводах не увеличивать установленное расстояние между делителями (для ЛТВ-4, ЛК-4 и ТЛН-1,5 — 38 см), так как увеличение расстояния до 40—42 см (что наблюдается иногда в отдельных секциях машин) может привести к увеличению растянутости снопов и ленты льна.

В 1961 году нами совместно с В. Н. Рябцевым был разработан и изготовлен трехручьево теребильный аппарат с уменьшенной шириной захвата секции 300 мм (фиг. 56). Аппарат был расположен на экспериментальной установке под углом 60° к горизонту. Установка имела поперечный транспортер и вязальный аппарат. Исследование работы установки проводилось на полях опытного хозяйства Калининской МИС в сравнении с льнотеребилками ЛТВ-4 и ТВ-4.

Опыты проводились с целью определения растянутости льна в ручьях, у выхода из поперечного транспортера (т.е. в ленте) и в снопах, а также чистоты теребления при разных скоростях движения агрегата и на разной высоте теребления.

При проведении опытов характеристика исходного материала была следующая: сорт льна — Л-1120; количество стеблей на 1 м² — 918 штук, урожай льносоломки — 20,1 ц/га, урожай семян — 5,88 ц/га, засоренность — 5,3%, высота стеблей общая — 62,6 см, высота стеблей техническая — 56,5 см, влажность стеблей — 59,0%, влажность головок — 37,0%, средний диаметр

стебля (на $\frac{1}{3}$ высоте) — 1,3 мм, полегания стеблестоя не было. Влажность почвы по горизонтам была: 0—5 см — 12,2%, 5—10 см — 11,9%, 10—15 см — 8,2%. Плотность почвы была: в горизонте 0—5 см — 67 Н/см², 5—10 см — 82 Н/см², 10—15 см —



Фиг. 56. Схема теребильной установки с шириной захвата ручья 300 мм.

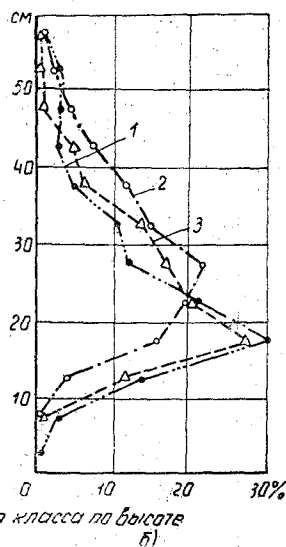
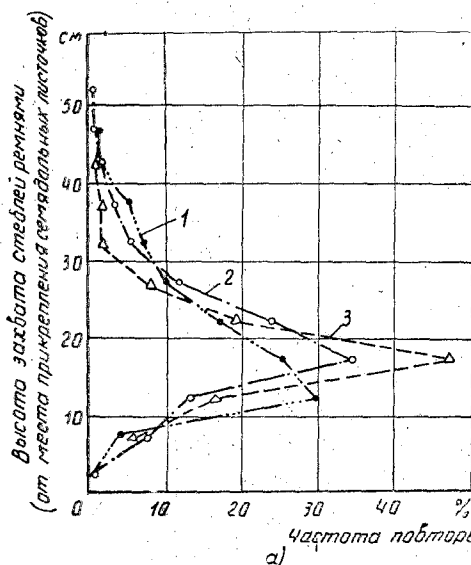
96 Н/см². Результаты опытов представлены в табл. 11 и на фиг. 57.

Из представленных данных видно, что при повышении скорости движения агрегата наблюдается весьма небольшое снижение чистоты теребления. Растяннутость стеблей в теребильных ручьях, у выхода из транспортера и в снопах, оказалась значительно меньше при ширине захвата ручья 300 мм и возросла с увеличением скорости движения агрегата, что еще раз подтверждает сделанные в результате теоретического анализа выводы.

Повышение высоты теребления привело к некоторому уменьшению растяннутости льна лишь при ширине захвата секции 380 мм, хотя растяннутость должна была уменьшиться и при ширине секции 300 мм. Очевидно, это уменьшение незначительно и находится в пределах возможной ошибки опыта.

**Влияние ширины захвата теребильной секции на растянутость льна
в теребильных ручьях типа ЛТВ-4**

Ширина захвата теребильной секции, см	Высота теребления z_k , см	Скорость движения теребилки V_m , м/с	Показатель скоростного режима, ρ	Растянута- тость льна в ручье, см	Условия проведения опытов
42	13—16 18—22	1,39 3,60	0,435 1,125	37,7 38,7	1) Расстояние между нижними прутками делителей у входной щели ручья 5—7 см;
38	13—16 18—22	1,39 3,60	0,435 1,125	36,3 36,3	2) Угол между нижними прутками делителя $2\beta_0 = 20-25^\circ$;
30	13—16 18—22	1,39 3,60	0,435 1,125	28,3 33,3	3) Угол наклона этих прутков к горизонту $\alpha = 0-5^\circ$;
					4) Характеристика стеблестоя льна — такая же, как в табл. 8



Фиг. 57. Влияние ширины захвата теребильной секции на высоту захвата стеблей при высоте теребления 10—12 см:

а — при скорости движения 7,0 км/ч; б — при скорости движения 17,3 км/ч;
1 — ширина захвата ручья равна 380 мм (ЛТВ-4); 2 — то же ЛТВ-4; 3 — ширина захвата ручья равна 300 мм (экспериментальная установка).

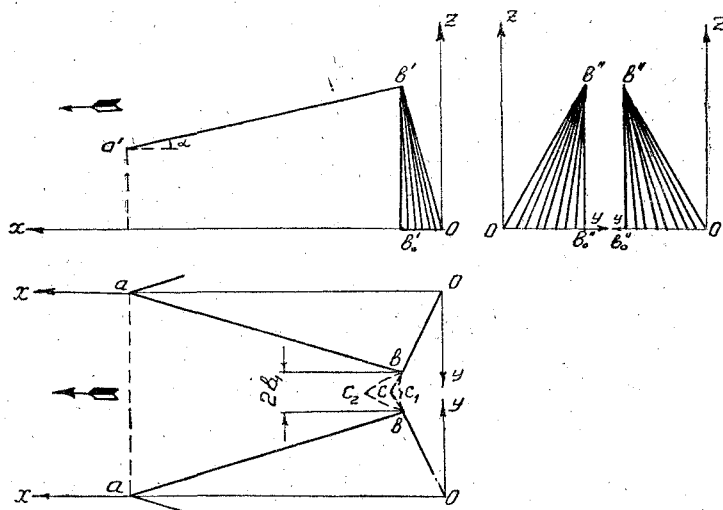
Показатели работы льнотеребилков ЛТВ-4, ТВ-4 и экспериментальной установки при разных режимах

Наименование машин (установок) и некоторые особенности их конструкций	Условия проведения опытов		Чистота теребления, %	Растяннутость льна, см					У выхода из транспортера (средняя)	В снопах (средняя)
				в ручьях						
	скорость движения машины, м/с	высота теребления, см		в 3-ем ручье	во 2-ом ручье	в 1-ом ручье	средняя			
Льнотеребилка ЛТВ-4 (ширина захвата секции 380 мм, скорость теребильных лент 3,14 м/с)	1,92	10—12	98,2	32,5	27,9	25,1	28,5	36,7	42,0	
	2,78	"	99,4	36,2	27,6	28,9	30,9	40,0	43,8	
	4,81	"	98,7	35,1	44,3	37,3	38,9	44,1	44,8	
	2,78	18—20	98,2	24,5	24,8	31,9	27,1	39,5	43,0	
Льнотеребилка ТВ-4 (ширина захвата секции 380 мм, скорость теребильных лент 3,08 м/с)	1,92	10—12	99,2	27,8	17,7	17,3	20,9	38,2	35,8	
	2,78	"	98,2	28,5	27,2	34,2	30,0	40,1	37,5	
	4,81	"	97,1	36,0	36,1	29,5	33,5	44,3	44,5	
Экспериментальная установка (ширина захвата секции 300 мм, скорость теребильных лент 3,00 м/с)	1,92	10—12	99,8	17,6	18,0	18,4	18,0	31,3	33,6	
	2,78	"	99,5	17,4	25,7	22,7	21,9	33,5	не определялись	
	4,81	"	99,2	24,0	33,2	35,8	31,0	41,2	"	
	1,92	18—20	99,5	16,3	15,8	22,3	18,1	28,7	"	

Данные, представленные на фиг. 57, показывают, что при уменьшении ширины теребильного ручья до 300 мм уменьшился и диапазон высот захвата стеблей. Это значит, что при уборке льна низкорослого (высотой 300—400 мм) и полеглого теребильный аппарат с шириной ручья 300 мм будет значительно чище и с меньшими потерями теребить лен, тогда как теребильные аппараты с шириной захвата ручья 380 мм будут пропускать около 5—6% льна.

Таким образом, теребильный аппарат с шириной ручья 300 мм имеет преимущества перед аппаратами с шириной ручья 380 мм. Недостатком аппарата с шириной ручья 300 мм является большая металлоемкость и трудоемкость изготовления.

Теребильные ремни, затягивая стебель в ручьи, участвуют вместе с делителями в формировании элементарных пучков стеблей. Если исходить из теории акад. М. Н. Летошневца [42], то каждый прут AB делителя формирует элементарный пучок, т. е. под действием делителя все стебли с основаниями на горизонтальном следе Ob (фиг. 58) плоскости отгиба стебля, поло-

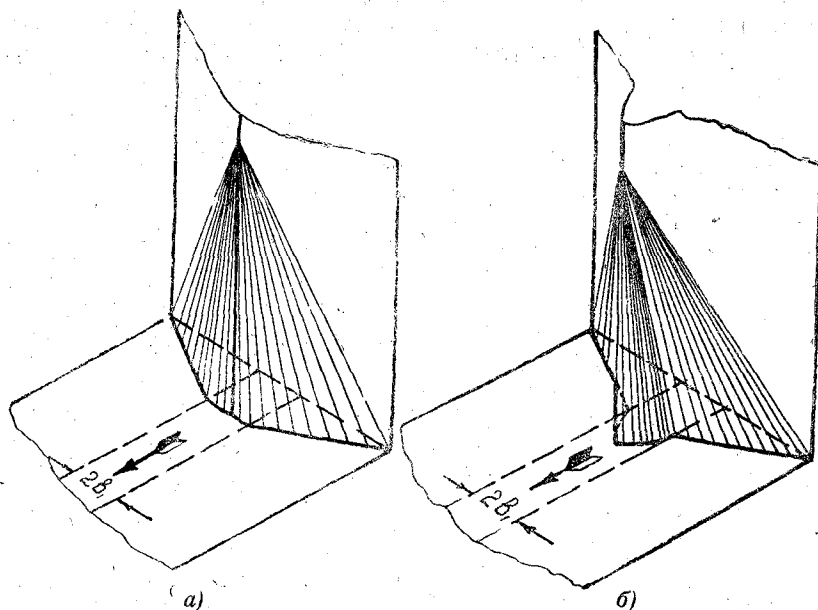


Фиг. 58. Образование элементарного пучка стеблей при движении прутков делителя.

жение которой определяется углом ψ (§ 2 настоящего раздела), будут располагаться в одной и той же плоскости и будут смыкаться кверху. Такими пучками являются группы стеблей $Ob''b'''$, показанные на фиг. 58 и образующиеся при движении двух прутков AB делителей, входящих в одну теребильную секцию.

Вследствие воздействия теребильных ремней на стебли на участке шириной $2b_1$, равном $B - b_A - b_B$ (фиг. 42), стебли с участков Ob , формирующие пучок, могут в дальнейшем и не смы-

каться со стеблями, основания которых находятся на отрезках bc , являющихся продолжением отрезков Ob , а с другими стеблями. Если исходить из принятого выше допущения, что стебли, при их подводе в ручей следуют за ремнями, то в зависимости от траектории движения ремней пучки с участков Ob (т. е. группы $Ob''b''_0$) будут смыкаться со стеблями, основания которых могут находиться на линиях bc_1 , или bc_2 . Таким образом, элементарный пучок стеблей, образующийся при совместной работе двух прутков делителей и ремней теребильной секции, в своем основании может и не иметь прямые линии. На фиг. 59 в качестве примера показан вид элементарных пучков, образующихся при одних и тех же параметрах делителя и разных значениях показателя скоростного режима μ . Эти данные подтверждают, что на формирование элементарного пучка большое влияние оказывает и работа теребильных ремней.



Фиг. 59. Формирование элементарного пучка стеблей при совместной работе делителей и теребильных ремней и различных значениях показателя скоростного режима μ :

а) $\mu < 0,5$; б) $\mu > 1$;

Принцип работы теребильных лент, производящих затягивание стеблей в ручей, использован для создания рабочего органа — подборщика, производящего захват снопов льна, установленных в поле в виде шатров (бабок), и транспортирование их в тележки.

§ 4. Наименьшая высота тербления

Для характеристики тербильных аппаратов весьма важное значение имеет наименее возможная при их работе высота тербления $(z_k)_{\min}$. Характеризуется этот показатель расстоянием от точки K ручья (фиг. 42 и 43) до земли при опущенном тербильном аппарате, когда ремень соприкасается с землей. Для ручья типа ЛТВ-4 (фиг. 42) величина $(z_k)_{\min}$ равна:

$$(z_k)_{\min} = (r_b + \delta) \sin \alpha_p [1 - \cos (\zeta_o^a + \zeta_k^b)]. \quad (118)$$

У ручья типа ТЛН-1,5 (фиг. 43)

$$(z_k)_{\min} = (r_A + \delta) \sin \alpha_p [1 - \cos (\zeta_o^A + \zeta_k^A)]. \quad (119)$$

Чем меньше показатель $(z_k)_{\min}$, тем лучше будет машина лен тербить, особенно низкорослый. Ниже приводятся показатели $(z_k)_{\min}$ у ряда тербильных ручьев:

Аппарат ЛТ-7	5,0 см
„ ЛТВ-4	7,3 „
„ ЛК-4М	7,5 „
„ ТЛН-1,5	10,0 „

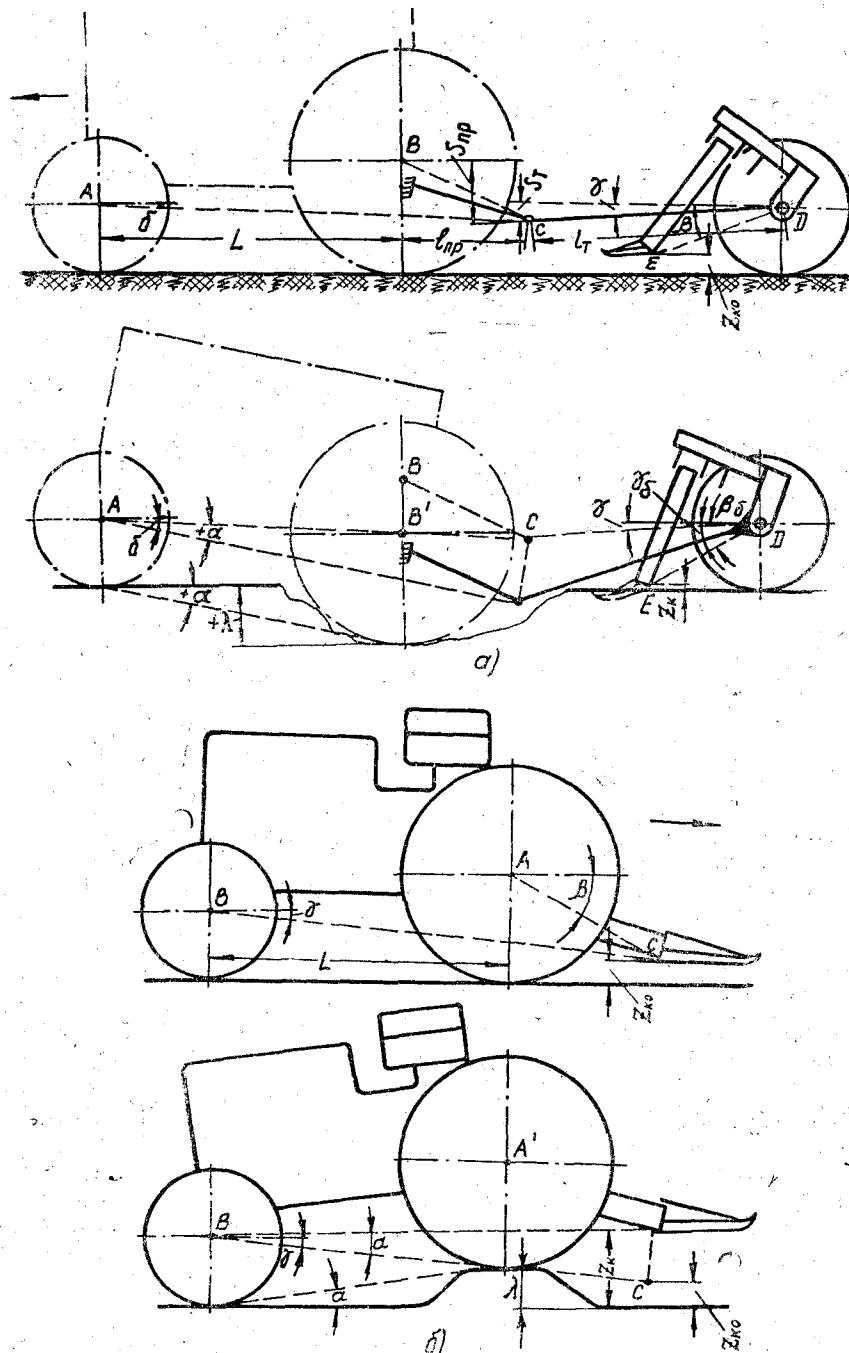
Из этих данных видно, что у ручья тербилки ЛТ-7 наименьшая высота тербления меньше, чем у остальных льнотербилок.

§ 5. Изменение высоты тербления при копировании микрорельефа поля колесами тербильного агрегата

В предыдущих параграфах мы рассмотрели процесс затягивания стеблей тербильными ремнями, движущимися по идеально ровному полю. Но льняное поле в период уборки не является ровным. В то же время для получения более выравненных ленты и снопов льна необходимо, чтобы высота тербления была постоянной. Это значит, что параметры тербильного аппарата должны быть такими, чтобы исключить какое бы то ни было существенное колебание начальных точек зажима тербильных ручьев относительно земли (по высоте) при копировании аппаратом микрорельефа почвы. Эти вопросы рассматриваются ниже.

Рассмотрим сначала копирование рельефа почвы прицепным льнотербильным аппаратом в продольно-вертикальной плоскости. На фиг. 60, а представлена схема взаимодействия прицепной льнотербилки с трактором при его наклоне (данная схема может быть принята также для исследования полуприцепных и полунавесных агрегатов, в которых тербильная часть имеет опорные колеса). Из анализа процесса движения агрегата с учетом возможных неровностей почвы вытекает, что при работе агрегата могут быть следующие случаи копирования рельефа почвы:

а) передние колеса трактора поднимаются вверх или опускаются вниз (поворот трактора относительно задней оси B);



Фиг. 60. Схемы взаимодействия лентотеребилки и трактора при копировании рельефа почвы:
а — прицепной; б — навесной.

б) задние колеса трактора поднимаются вверх или опускаются вниз (поворот трактора относительно передней оси А);

в) теребилка опускается или поднимается относительно трактора (поворот теребилки относительно точки прицепа С);

г) передние и задние колеса трактора поднимаются или опускаются на одинаковую или разную высоту относительно оси колес теребилки;

д) передние колеса трактора и колеса теребилки поднимаются или опускаются на одинаковую или разную высоту относительно задних колес трактора;

е) задние колеса трактора и колеса теребилки поднимаются или опускаются на одинаковую или разную высоту относительно передних колес трактора.

Из перечисленных случаев только второй представлен схематически на фиг. 60, а. Если сравнить описанные случаи, то наиболее простыми являются позиции «а», «б», «в»; причем из этих позиций самым опасным является случай «б», когда точка прицепа теребилки к трактору поворачивается на большем плече относительно передней оси трактора. Для исследования влияния конструктивных параметров теребилки и трактора на характер продольного копирования рельефа почвы вполне достаточно подвергнуть анализу второй случай.

Пусть $z_{ко}$ — высота теребления, установленная, когда агрегат находится на ровной поверхности, l_r — расстояние от точки прицепа С до оси колес теребилки, p — расстояние DE от начальной точки зажима стеблей в теребильном аппарате до оси колес теребилки, s_r — расстояние от точки прицепа С до горизонтальной плоскости, проходящей через ось колес теребилки, $s_{пр}$ — расстояние от точки прицепа до горизонтальной плоскости, проходящей через заднюю ось трактора, $l_{пр}$ — расстояние от точки прицепа до вертикальной плоскости, проходящей через заднюю ось трактора, L — продольная база трактора. При опускании задних колес трактора рама теребилки поворачивается и устанавливается новая высота теребления z_k , равная:

$$z_k = r - p \sin \beta_0, \quad (120)$$

где r — радиус колеса теребилки,

β_0 — получившийся после наклона трактора угол между прямой DE и горизонтальной плоскостью, проходящей через ось колеса теребилки

$$\beta_0 = \beta + \gamma_0 - \gamma, \quad (121)$$

здесь $\beta = \arcsin \frac{r - z_{ко}}{p}$,

$$\gamma_0 = \arcsin \frac{(AC) \sin (\delta + \alpha) + r - R_{пк}}{l_r}, \quad (122)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{s_T}{l_T} = \arcsin \frac{r + s_{\text{пр}} - R_{\text{зк}}}{l_T},$$

где $R_{\text{зк}}$ — радиус заднего колеса трактора,

$R_{\text{пк}}$ — радиус переднего колеса трактора,

δ — угол между прямой АС и плоскостью земли, получающийся при нахождении трактора на ровной поверхности

$$\delta = \arctg \frac{R_{\text{пк}} + s_{\text{пр}} - R_{\text{зк}}}{L + l_{\text{пр}}},$$

$$AC = \sqrt{(L + l_{\text{пр}})^2 + (R_{\text{пк}} + s_{\text{пр}} - R_{\text{зк}})^2}, \quad (123)$$

α — угол наклона трактора

$$\alpha = \arcsin \frac{\lambda}{L},$$

здесь λ — глубина погружения (или высота подъема) задней оси трактора.

На основе (120), (121), (122) и (123) находим:

$$z_k = r - p \sin \left[\beta - \gamma + \arcsin \frac{\sqrt{(L + l_{\text{пр}})^2 + (R_{\text{пк}} + s_{\text{пр}} - R_{\text{зк}})^2} \sin(\delta + \alpha) + r - R_{\text{пк}}}{l_T} \right]. \quad (124)$$

Формула (124) получена при условии, что осадка колес трактора равна нулю. Из (124) вытекает, что при опускании задних колес трактора глубина их погружения λ и угол α принимаются со знаком «+», а величина z_k получается меньше $z_{\text{к0}}$, что соответствует опусканию теребильного аппарата. При подъеме же задних колес высота λ и угол α принимаются отрицательными, а величина z_k получится больше $z_{\text{к0}}$, т. е. теребильный аппарат поднимается вверх.

Анализ формулы (124) показывает, что основное влияние на фактическую высоту теребления z_k оказывает отношение $\frac{l_T}{l_{\text{пр}}}$.

Чем больше это отношение, тем менее зависит от рельефа почвы фактическая высота теребления и тем меньше, следовательно, разность $z_k - z_{\text{к0}}$. Определенное влияние на характер копирования рельефа почвы оказывает также параметр p , причем с увеличением p ухудшается копирование рельефа почвы теребильным аппаратом. Остальные параметры r , $R_{\text{зк}}$, $R_{\text{пк}}$, $s_{\text{пр}}$ и L также влияют на высоту теребления, но в связи с тем, что в существующих теребилках и тракторах они меняются в незначительных пределах, их влияние весьма небольшое.

Рассмотрим теперь копирование рельефа почвы навесным лньотеребильным аппаратом. Схема такого агрегата с жестким креплением теребильной части к трактору представлена на

фиг. 60, б. К этому типу машин относится льнотеребилка фронтальная навесная ТЛН-1,5 (у которой высота теребления устанавливается с помощью гидросистемы). При работе навесных машин могут иметь место следующие случаи копирования рельефа почвы:

а) передние колеса трактора поднимаются вверх или опускаются вниз (поворот трактора относительно задней оси В);

б) задние колеса трактора поднимаются вверх или опускаются вниз (поворот трактора относительно передней оси А);

в) передние и задние колеса трактора поднимаются или опускаются на одинаковую или разную высоту.

Из описанных случаев на фиг. 60, б представлен только первый; он же является наиболее простым и самым опасным, так как соответствует повороту агрегата относительно задней оси трактора. Для исследования влияния параметров теребильного аппарата и трактора на характер копирования рельефа почвы вполне достаточно рассмотреть случай «а».

Обозначим через $z_{ко}$ — высоту теребления, установленную, когда агрегат находится на ровной поверхности, p — расстояние АС от начальных точек зажима стеблей в теребильном аппарате до передней оси трактора, L — продольную базу трактора; при подъеме передних колес рама теребилки поворачивается и устанавливается новая высота теребления z_k , которая может быть определена из следующего равенства:

$$\frac{z_k - R_{зк}}{\sqrt{(L + p \cos \beta)^2 + (R_{зк} - z_{ко})^2}} = \sin(\alpha - \gamma), \quad (125)$$

где $R_{зк}$ — радиус заднего колеса трактора,

β — угол между расстоянием АС и плоскостью земли (при нахождении трактора на ровной поверхности)

$$\beta = \arcsin \frac{R_{пк} - z_{ко}}{p}, \quad (126)$$

α — угол наклона трактора, $\alpha \cong \arcsin \frac{\lambda}{L}$,

λ — угол между расстоянием ВС и плоскостью земли, соответствующий высоте теребления $Z_{ко}$,

$$\gamma = \arctg \frac{R_{зк} - z_{ко}}{L + p \cos \beta}. \quad (127)$$

Из (125) находим:

$$z_k = \sqrt{(L + p \cos \beta)^2 + (R_{зк} - z_{ко})^2} \sin(\alpha - \gamma) + R_{зк}. \quad (128)$$

Формула (128) получена при условии, что осадка колес трактора равна нулю. Из (128) вытекает, что при подъеме передних колес трактора высота подъема λ и угол наклона α принимаются положительными, и величина z_k получается больше $z_{ко}$, что

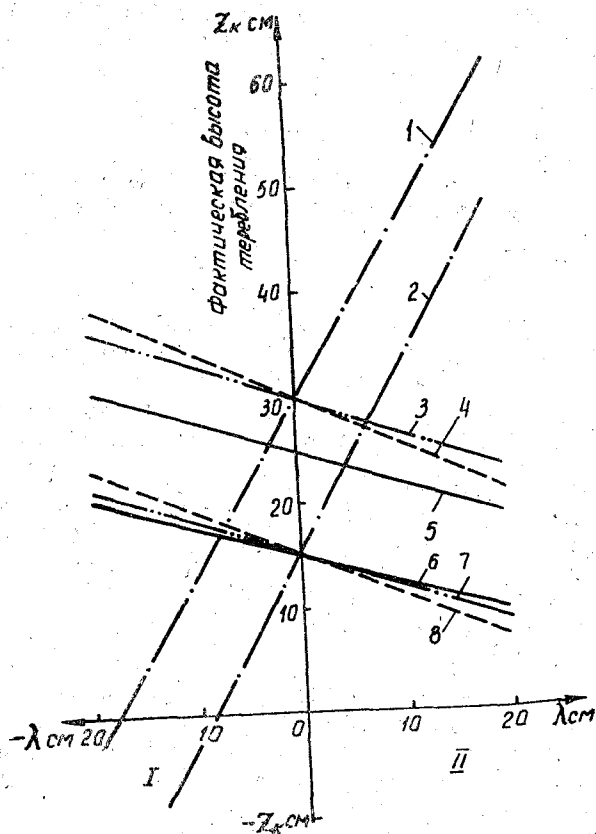
соответствует подъему теребильного аппарата. При опускании же передних колес трактора глубина погружения λ и угол наклона α принимаются отрицательными, а высота z_k получается меньше z_{k0} , т. е. теребильный аппарат опускается вниз.

Из анализа формулы (128) следует, что копирование рельефа почвы навесной теребилкой, жестко связанной с рамой трактора, улучшается при увеличении базы трактора L и уменьшении вылета теребилки p .

По формулам (124) и (128) произведены расчеты с целью определения, как изменяется фактическая высота теребления при работе агрегата от погружения или подъема колес трактора. Расчеты произведены при следующих исходных данных: для трактора МТЗ-5М — $R_{зк} = 78,7$ см, $R_{пк} = 42$ см, $s_{пр} = 38,7$ см, $l_{пр} = 108$ см, $L = 245$ см; для льнотеребилки ЛТ-7 — $r = 32,5$ см, $p \approx 60$ см, $l_t = 279$ см; для льнотеребилки ЛТВ-4 — $r = 36$ см, $p \approx 75$ см, $l_t = 245$ см; для льнотеребилки ТВ-4 — $r = 36$ см, $p \approx 55$ см, $l_t = 215$ см; для трактора ДТ-20 — $L = 165$ см, $R_{зк} = 30,5$ см, $R_{пк} = 61$ см; для льнотеребилки навесной $p \approx 120$ см. Полученные результаты представлены графически на фиг. 61.

Из этих графиков видно, что высота теребления у прицепных льнотеребилок ЛТ-7, ТВ-4 и ЛТВ-4 меняется при углублении или подъеме задних колес трактора, хотя пределы этих изменений невелики. Но, независимо от этого, желательно уменьшить пределы колебаний высоты теребления, что возможно при увеличении l_t и уменьшении $l_{пр}$ и p . Теребильный же аппарат навесной машины (имеющий жесткое крепление к раме трактора), как видно из графика, плохо копирует рельеф почвы и, следовательно, не может удовлетворительно работать на неровных почвах (это же установлено в результате испытаний навесных машин). Улучшение копирования микрорельефа почвы навесной фронтальной льнотеребилкой может быть достигнуто, если ее шарнирно подвесить к раме трактора, а теребильную часть снабдить устройствами, копирующими рельеф почвы. При работе такого агрегата фактическая высота теребления будет весьма близка к установленной. Некоторое улучшение копирования микрорельефа почвы навесной фронтальной льнотеребилкой с жестким креплением к раме трактора достигается уменьшением вылета теребильной части p .

Из представленного графика (фиг. 61) видно, что в пределах выбранных значений λ и параметров машин зависимости z_k от λ получились почти прямолинейными, причем тангенс угла наклона этих кривых к оси абсцисс равен производной $\frac{dz_k}{d\lambda}$ при $\lambda = 0$. Ввиду этого важным критерием, позволяющим оценить прицепную теребильную машину с точки зрения копирования ее неровностей почвы, может быть значение $\frac{dz_k}{d\lambda}$ при $\lambda = 0$. Если этот показатель обозначить через k_0 , то дифференцированием



Фиг. 61. Зависимость высоты теревания от погружения (подъема) колес трактора при работе льнотеребилных агрегатов:

I — высота подъема задних колес трактора у прицепных агрегатов и глубина погружения передних колес трактора у навесных агрегатов; II — глубина погружения задних колес трактора у прицепных агрегатов и высота подъема передних колес трактора у навесных агрегатов; 1 — навесная льнотеребилка с трактором ДТ-20, $z_{к0} = 15$ см; 2 — навесная льнотеребилка с трактором ДТ-20, $z_{к0} = 30$ см; 3 — льнотеребилка ТВ-4 с трактором МТЗ-5М, $z_{к0} = 30$ см; 4 — льнотеребилка ЛТВ-4 с трактором МТЗ-5М, $z_{к0} = 30$ см; 5 — льнотеребилка ЛТ-7 с трактором МТЗ-5М, $z_{к0} = 25$ см; 6 — льнотеребилка ЛТ-7 с трактором МТЗ-5М, $z_{к0} = 15$ см; 7 — льнотеребилка ТВ-4 с трактором МТЗ-5М, $z_{к0} = 15$ см; 8 — льнотеребилка ЛТВ-4 с трактором МТЗ-5М, $z_{к0} = 15$ см.

функции (124) по λ с последующей подстановкой $\lambda = 0$ находим абсолютное значение κ_0 для прицепной машины:

$$\kappa_0 = \frac{p(L + l_{\text{пр}})}{L\sqrt{l_t^2 - s_t^2}}$$

или учитывая, что s_t значительно меньше l_t и, следовательно, им можно пренебречь, получим более простую формулу:

$$\kappa_0 \cong \frac{p}{l_t} \left(1 + \frac{l_{\text{пр}}}{L}\right). \quad (129)$$

Для навесного агрегата при уменьшении параметра p желательно, чтобы фактическая высота тербления, представляющая собой разность $z_k - \lambda$, была бы равна высоте z_{k0} (или близка к ней). Поэтому критерием, позволяющим оценить навесную машину с точки зрения способности удовлетворительно копировать микрорельеф почвы, может быть значение $\frac{d(z_k - \lambda)}{d\lambda}$ при $\lambda = 0$. Дифференцированием функции $z_k - \lambda$, где z_k выражается зависимостью (128), с последующей подстановкой $\lambda = 0$ находим:

$$\kappa_0 = \frac{p}{L} \cos \beta = \frac{\sqrt{p^2 - (R_{\text{пк}} - z_{k0})^2}}{L}. \quad (130)$$

Разумеется, льнотеребилка будет тем совершеннее, чем меньше κ_0 , но достигнуть значения κ_0 , близкого к нулю, при существующей конструкции машин невозможно. Реальным и вполне приемлемым, как показывают расчеты, является требование о том, чтобы κ_0 было не более 0,25—0,30.

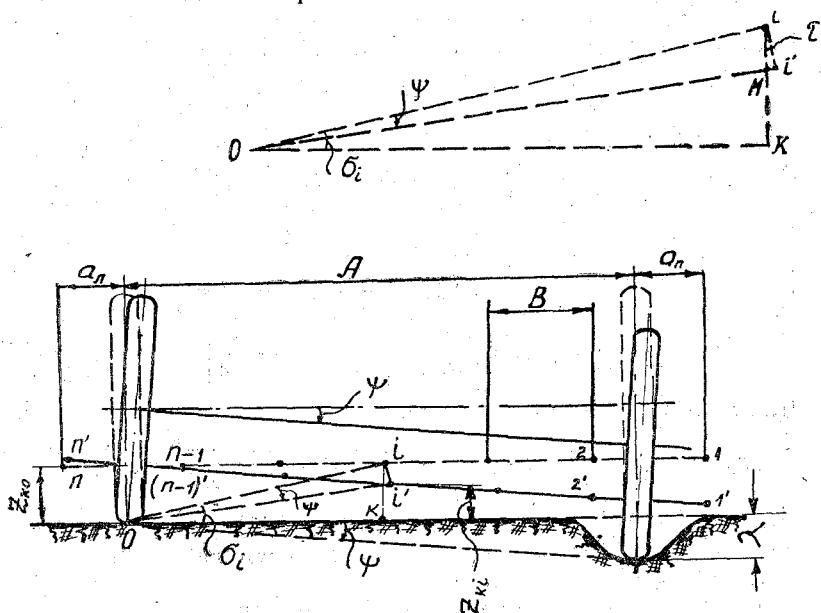
Рассмотрим теперь копирование рельефа почвы льнотеребилкой в поперечно-вертикальной плоскости. Этот анализ проведен с участием И. Г. Усевича. На фиг. 62 показана схема движения льнотеребилки с двумя опорными колесами, причем схема эта одинаково пригодна как для изучения прицепных машин, так и для анализа движения навесных машин (для последних опорные колеса будут представлять собой передние колеса трактора или копирующие устройства льнотеребилки). Здесь могут иметь место следующие случаи копирования рельефа почвы:

- а) правое опорное колесо поднимается вверх или опускается вниз (поворот агрегата вокруг точки O опоры левого колеса);
- б) левое опорное колесо поднимается вверх или опускается вниз (поворот агрегата вокруг точки опоры правого колеса);
- в) правое и левое колеса поднимаются или опускаются на одинаковую или разную высоту.

Из описанных случаев первый и второй одинаковы по величине угла поворота агрегата; они же являются и наиболее простыми и самыми опасными, так как соответствуют наибольшему повороту агрегата. Поэтому для исследования влияния

параметров теребильного аппарата на копирование рельефа почвы рассмотрим случай «а» (фиг. 62).

Обозначим линию расположения нижних точек теребильных ручьев цифрами 1, 2, ..., i , ..., n ; соответственно, номера теребильных секций будут отсчитываться справа налево, т. е. 1 — это нижняя точка правого теребильного ручья, а i — это нижняя точка i -го теребильного ручья. Как видим, i меняется от 1 до n , а ширина захвата агрегата равна Bn (B — ширина захвата ручья). Обозначим далее через $z_{к0}$ — высоту теребления, когда агрегат находится на ровной поверхности, A — колею колес, $a_{п}$ — расстояние от нижней точки правого ручья до продольно-вертикальной плоскости симметрии правого колеса, $a_{л}$ — расстояние от нижней точки левого ручья до продольно-вертикальной плоскости симметрии левого колеса. У навесных симметричных льнотеребилков $a_{п} = a_{л}$, у прицепных машин $a_{п}$ или $a_{л}$ могут быть с отрицательным знаком, так как теребильные ручки размещаются на одной стороне машины.



Фиг. 62. Схема поворота льнотеребилки при копировании рельефа почвы в поперечно-вертикальной плоскости.

При повороте агрегата вокруг точки O рама теребилки поворачивается на угол ψ , нижние точки ручьев занимают новое положение $1', 2', \dots, i', \dots, n'$, и для каждого i -го ручья устанавливается новая высота теребления $z_{ки}$, равная

$$z_{ки} = z_{к0} - (ii') \cos \tau,$$

где τ — угол Kii' (для большей ясности многоугольник $Oii'K$ построен на фиг. 62 отдельно).

Расстояние ii' равно $\sim (Oi)\psi$, где $Oi = \sqrt{z_{ko}^2 + [(n-i)B - a_{\lambda}]^2}$, а угол $\psi = \arcsin \frac{\lambda}{A}$, здесь λ — глубина погружения правого колеса.

Угол τ из треугольника Mii' равен $\sigma_1 - \frac{\psi}{2}$, где σ_1 — угол KOi , равный, как это видно из треугольника KOi , $\arctg \frac{z_{ko}}{(n-i)B - a_{\lambda}}$. Тогда

$$z_{ki} = z_{ko} - \sqrt{z_{ko}^2 + [(n-i)B - a_{\lambda}]^2} \cdot \arcsin \frac{\lambda}{A} \cdot \cos \left[\arctg \frac{z_{ko}}{(n-i)B - a_{\lambda}} - \frac{1}{2} \arcsin \frac{\lambda}{A} \right]. \quad (131)$$

Эту формулу можно несколько упростить, если принять во внимание, что при малых углах ψ $\sin \psi \approx \psi$. Тогда

$$z_{ki} \approx z_{ko} - \frac{\lambda}{A} \sqrt{z_{ko}^2 + [(n-i)B - a_{\lambda}]^2} \cdot \cos \left[\arctg \frac{z_{ko}}{(n-i)B - a_{\lambda}} - \frac{\lambda}{2A} \right]. \quad (132)$$

Для первого ручья высота теребления z_{kI} , будет

$$z_{kI} \approx z_{ko} - \frac{\lambda}{A} \sqrt{z_{ko}^2 + [(n-1)B - a_{\lambda}]^2} \cdot \cos \left[\arctg \frac{z_{ko}}{(n-1)B - a_{\lambda}} - \frac{\lambda}{2A} \right]. \quad (133)$$

Для n -го ручья высота z_{kn} равна:

$$z_{kn} \approx z_{ko} - \frac{\lambda}{A} \sqrt{z_{ko}^2 + a_{\lambda}^2} \cdot \cos \left[\arctg \left(-\frac{z_{ko}}{a_{\lambda}} \right) - \frac{\lambda}{2A} \right]. \quad (134)$$

Отрицательный тангенс в формуле (134) указывает на то, что этот угол берется во второй четверти, следовательно, z_{kn} окажется больше z_{ko} .

Наибольшая растянутость стеблей, имеющая место вследствие поворота льнотеребилки при копировании рельефа почвы в поперечно-вертикальной плоскости, равна

$$\Delta l_{\pi} = z_{kn} - z_{kI}. \quad (135)$$

Эта растянутость будет увеличивать общую растянутость стеблей при тереблении. Уменьшение Δl_{π} возможно при увеличении колеи колес и уменьшении ширины захвата агрегата и глубины погружения (или подъема) какого-либо колеса льнотеребилки.

§ 6. О влиянии микрорельефа поля и высоты расположения семядольных бугорков стеблей на растянутость вытеребленного льна

Выше указывалось, что льняное поле в период уборки не является ровным. Это обстоятельство должно быть учтено при анализе процесса образования растянутости льна. Кроме этого, необходимо учесть еще и то, что у каждого стебля льна, стоящего в поле, семядольный бугорок (колечко или утолщение), от которого замеряется общая и техническая длина, не находится на уровне поверхности почвы, а выше. Это значит, что при вычислении растянутости пучка стеблей у входа в теребильный ручей (в точке K на фиг. 42 и 43) нужно учитывать не всю длину стебля под теребильным аппаратом, а только ту часть, которая начинается с места опадения семядольного листочка.

Таким образом, образование растянутости пучка стеблей у входа в теребильный ручей зависит помимо конструктивных параметров, рассмотренных выше, и от переменных факторов таких, как высота теребления и расположения семядольного бугорка у стеблей.

Высота теребления Z_k при всех прочих равных условиях зависит от характера изменения микрорельефа почвы под колесами агрегата и под входом в теребильный ручей. При неизменной регулировке механизмов машины она колеблется вокруг некоторого среднего значения и изменяется во времени приблизительно однородно. Поэтому ее можно считать стационарной случайной функцией одной переменной, т. е. $Z_k = Z_k(X)$, где X — путь движения агрегата. Однако вследствие некоторого наклона льнотеребилки в поперечной плоскости (при копировании колесами агрегата поверхности почвы) высота теребления у каждого ручья машины будет разная в каждый данный момент времени. Если указанное среднее значение Z_k (или математическое ожидание) обозначить через Z_{k0} , то функцию $Z_k(X)$ можно представить как сумму:

$$Z_k(X) = Z_{k0} + \Delta Z_k(X), \quad (136)$$

где $\Delta Z_k(X)$ — стационарная случайная функция, характеризующая изменение высоты теребления вокруг своего среднего значения. Для каждого ручья льнотеребилки функция $\Delta Z_k(X)$ имеет свое значение.

Расположение семядольного бугорка на стеблях также колеблется по высоте. Это значит, что высота расположения семядольного бугорка на стеблях также, как и микрорельеф почвы, являются случайными функциями двух неслучайных переменных (аргументов) или случайными полями двух измерений.

На фиг. 63 представлена схема участка поля с расположенными на нем стеблями, причем микрорельеф поля неровный, а агрегат движется вдоль оси OX . Если провести прямоугольную систему координатных осей $OXYZ$, то аппликаты Z точек поверх-

где ξ — расстояние от семядольного бугорка стебля до поверхности почвы.

Величина ξ также является переменной величиной, и ее также можно считать однородным случайным полем двух измерений, т. е. $\xi = \xi(X, Y)$. Правда, она колеблется в небольших пределах (от 2 до 12 мм).

Из изложенного видно, что для определения растянутости стеблей льна у входа в теребивный ручей с учетом всех влияющих факторов нужно знать функции $Z_{\kappa} = Z_{\kappa}(X)$, $Z = Z(X, Y)$, $Z_{\delta} = Z_{\delta}(X, Y)$, их вероятностные характеристики (дисперсии, корреляционные функции и спектральные плотности). Решение этой задачи связано с большими трудностями, т. к. сначала нужно определить с помощью формул, полученных в §§ 2 и 3 настоящего раздела, участки $A_1B_1C_1$ и $A_2B_2C_2$ почвы (фиг. 63), стебли с которых группируются у входа в теребивный ручей и одновременно зажимаются ремнями (элементарные пучки). Затем определяют максимальные и минимальные длины стеблей на этих участках и их разность дает нам растянутость стеблей.

Гораздо проще (но с известным приближением) можно решить эту задачу, рассмотрев разность длин крайних и центральных стеблей, т. е. также, как это решено в §§ 2 и 3 настоящего раздела (см. формулы 109 и 111).

Так как движение агрегата происходит вдоль оси X , то при закреплении ординаты Y , соответствующей положению плоскости симметрии движущегося делителя, вместо функции двух переменных $Z(X, Y)$ получим однородное поле одного измерения $Z_{\kappa\pi}(X)$ или просто случайную стационарную функцию $Z_{\kappa\pi}(X)$, характеризующую изменение микрорельефа почвы в плоскости симметрии движущегося делителя, в которой расположены основания крайних стеблей, а вместо функции $Z_{\delta}(X, Y)$ получим случайную стационарную функцию $Z_{\delta\kappa\pi}(X)$, по которой меняется расстояние от семядольного бугорка крайних стеблей до плоскости OXY . Точно также при закреплении ординаты Y , соответствующей положению продольной вертикальной плоскости, в которой находится устье теребивного аппарата, функция двух переменных $Z(X, Y)$ превращается в случайную стационарную функцию $Z_{\pi}(X)$, характеризующую изменение аппликата поверхности почвы под устьем теребивного ручья (где расположены центральные стебли). Аналогичным путем вместо функции $Z_{\delta}(X, Y)$ получается случайная стационарная функция $Z_{\delta\pi}(X)$, по которой меняется расстояние от семядольного бугорка центральных стеблей до плоскости OXY .

На фиг. 64 представлена схема участка поля, причем его микрорельеф нанесен только вдоль линии движения носика делителя (расположение крайних стеблей) и устья теребивного ручья (расположение центральных стеблей). Для рассмотрения растянутости в ручье берем, как уже указывалось, разность длин

B_2K были бы зажаты теребильными ремнями в точке K_0 . Это значит, что теоретическая растянутость стеблей на ровном поле Δl_T была бы равна (см. также формулу 111):

$$\Delta l_T = A_2K_0 - A_1K_0. \quad (138)$$

Для рассмотрения зависимости величины B_2K от A_2K_0 обратимся к фиг. 64, а, на которой представлен отдельно четырехугольник $A_2B_2KK_0$, характеризующий возможные положения стеблей. Проектируя все стороны четырехугольника на ось $A_2\xi$, получим:

$$(A_2B_2) \cos \alpha + (B_2K) \cos \beta = A_2K_0 + (K_0K) \cos \gamma,$$

где α , β и γ — углы наклона сторон четырехугольника к оси $A_2\xi$.

Имея в виду, что $A_2B_2 = Z_{кр}$ и $K_0K = \Delta Z_K$, и принимая, что угол β незначителен, ввиду чего его косинус близок к 1, а углы α и γ равны $90^\circ - \Theta_K$, где Θ_K — угол наклона стебля (линии A_2K_0) к плоскости OXY (см. также формулы 113 и 114), причем

$$\sin \Theta = \frac{Z_{ко}}{\sqrt{Z_{ко}^2 + x_K^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}}$$

получаем:

$$\begin{aligned} \Delta l_{нп} = \Delta l_T + Z_{ц} + \zeta_{ц} - Z_{кр} \frac{Z_{ко}}{\sqrt{Z_{ко}^2 + x_K^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}} \\ - \zeta_{кр} - \Delta Z_K \left[1 - \frac{Z_{ко}}{\sqrt{Z_{ко}^2 + x_K^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}} \right]. \end{aligned} \quad (139)$$

Из (139) видно, что образующаяся у входа в теребильный ручей растянутость стеблей является случайной функцией.

Обозначив разность между растянутостями стеблей на неровной и ровной почвах $\Delta l_{нп} - \Delta l_T$ через $\Delta_{нп}$, находим:

$$\begin{aligned} \Delta_{нп} = Z_{ц} + \zeta_{ц} - Z_{кр} \frac{Z_{ко}}{\sqrt{Z_{ко}^2 + x_K^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}} \\ - \zeta_{кр} - \Delta Z_K \left[1 - \frac{Z_{ко}}{\sqrt{Z_{ко}^2 + x_K^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}} \right]. \end{aligned}$$

В целях упрощения будем считать, что x_K является величиной незначительной, и им можно пренебречь, а произведение

$\Delta Z_K \left[1 - \frac{Z_{KO}}{\sqrt{Z_{KO}^2 + x_K^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}} \right]$ несравненно меньше произведения $Z_{KP} \frac{Z_{KO}}{\sqrt{Z_{KO}^2 + x_K^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}}$ и его можно считать близким нулю. Тогда

$$\Delta_{np} \simeq Z_{\Pi} + \zeta_{\Pi} - Z_{KP} \frac{Z_{KO}}{\sqrt{Z_{KO}^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}} - \zeta_{KP}. \quad (140)$$

Так как $Z_{\Pi} + \zeta_{\Pi} = Z_{\text{бц}}$, а $Z_{KP} + \zeta_{KP} = Z'_{\text{бкр}}$, то сумма $Z_{KP} \frac{Z_{KO}}{\sqrt{Z_{KO}^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2}} + \zeta_{KP}$, которую обозначим $Z'_{\text{бкр}}$, будет пред-

ставлять собой расчетное значение аппликаты семядольного бугорка крайнего стебля. В таком случае

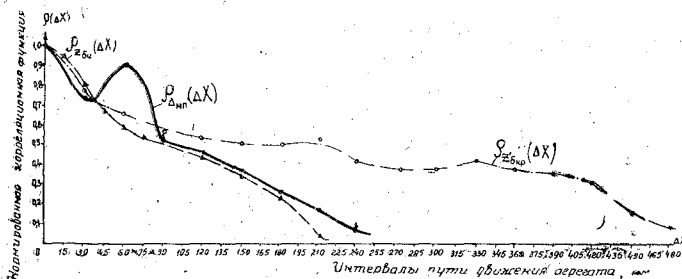
$$\Delta_{np} \simeq Z_{\text{бц}} - Z'_{\text{бкр}}. \quad (141)$$

Полученная зависимость показывает, что вследствие неровной поверхности поля теоретическая растянутость стеблей в ручье изменяется на некоторую величину Δ_{np} , представляющую собой разность случайных функций и являющуюся стационарной случайной функцией пути X . Следовательно, и растянутость льна в теребильных ручьях при работе агрегата на неровном поле является стационарной случайной функцией пути X .

Для построения корреляционных функций этого процесса были произведены замеры в поле микрорельефа почвы и расположения семядольных бугорков на стеблях по схеме на фиг. 65, т. е. против ручья и носика делителя. Так как расположение семядольных бугорков представляет собой прерывную функцию, то для получения непрерывной функции бугорки эти соединены штриховыми линиями. На схеме показаны также направление движения агрегата, закономерность изменения высоты теребления $Z_K(X)$, средняя высота теребления Z_{KO} (математическое ожидание) и расстояние x_K , на которое наклоняются вперед крайние стебли к моменту их подвода в устье теребильного ручья. В результате обработки данных замеров получены нормированные корреляционные функции процессов изменения высоты семядольных бугорков центральных и крайних стеблей $\rho_{Z_{\text{бц}}}(\Delta X)$ и $\rho_{Z'_{\text{бкр}}}(\Delta X)$ и растянутости вытеребливаемых стеблей на неровном поле $\rho_{\Delta_{np}}(\Delta X)$ (фиг. 66), в которых отсутствуют периодические составляющие.

Как видно из формул (140) и (141), растянутость стеблей мало зависит от колебания высоты теребления. Но если взять

ся. Практически растянутость пучков стеблей, вытеребленных на каком-то пути X , увеличится на величину, равную $Z_{\text{кmax}} - Z_{\text{кmin}}$, т. е. равную разности максимальной и минимальной высот тербления на данном пути.



 функция процесса изменения высоты семядольных бугорков
 крайних стеблей.
 функция процесса изменения высоты семядольных бугорков
 центральных стеблей.
 функция процесса изменения растянутости вытеревливаемых
 стеблей на неровной почве.

§ 7. Расчет процесса тербления стеблей льна

Пучок стеблей льна, захваченных тербильными ремнями в точке K и зажатых ими, благодаря одновременному движению машины вперед и ремней вверх (или в сторону) вытеребливается из почвы. При этом, если скорость ремней у аппаратов типа ЛТ-7 направлена по v_p (фиг. 67, а), а скорость машины — по v_m , то точка зажима стеблей переместится относительно места крепления их корней по направлению v_k под углом γ к поверхности земли. По данным М. Н. Летошнев [42, стр. 513—517] для ручья типа ЛТ-7

$$v_k = v_m \sqrt{1 + \frac{1}{\mu^2} - \frac{2 \cos \alpha_p}{\mu}}; \quad (142)$$

$$\sin(\gamma - \alpha_p) = \frac{\sin \alpha_p}{\sqrt{1 + \frac{1}{\mu^2} - \frac{2 \cos \alpha_p}{\mu}}}. \quad (143)$$

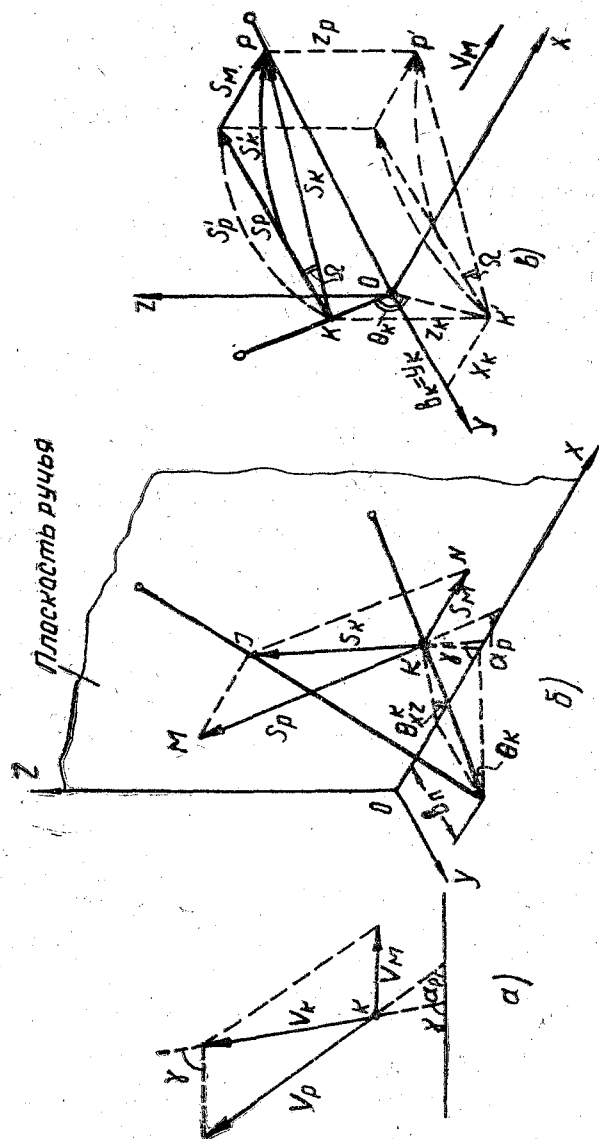
Соответственно получаем, что если перемещение ремней направлено по $s_p = KM$ (фиг. 67, б), а перемещение машины по KN , то абсолютное перемещение точки K зажима стеблей будет направлено по $s_k = KJ$.

Необходимая длина s_p участка плотного прижатия ремней в ручье (длина тербящего участка) зависит от многих факторов, а именно: от длины корня стеблей, угла наклона стебля к поверхности земли и расстояния от места крепления стебля в почве до плоскости ручья тербильного аппарата.

Длина корня (точнее, длина пути действия силы сопротивления стеблей выдергиванию) колеблется в широких пределах — от 2 до 6 см и непрерывно меняется при движении машины. Также меняется при движении агрегата и угол наклона стеблей к поверхности земли из-за изменения микрорельефа почвы. Эти величины являются случайными функциями пути X движения агрегата. Это значит, что длина участка ручья, на котором стебли вытеребливаются, будет непрерывно меняться при работе машины.

При проектировании тербильных аппаратов необходимо стремиться к тому, чтобы все стебли были вытереблены. Это возможно в том случае, если необходимая длина тербящего участка будет рассчитана с учетом работы машины в наиболее трудных условиях.

Рассмотрим зависимости необходимой длины тербящего участка от длины корня, угла наклона стебля и других факторов. У ручья типа ЛТ-7 по данным М. Н. Летошнев [42] длина s_p участка зажима стеблей равна (фиг. 67, б):



Фиг. 67. Схемы к определению длины теребящего участка в ручьях типа ЛТ-7 и ТЛН-1,5.

$$s_p = \frac{z_k}{\sin \Theta_{xz}^k \sqrt{1 + \mu^2 - 2\mu \cos \alpha_p}} \left[\cos (\Theta_{xz}^k + \right. \\ \left. + \gamma) + \sqrt{\cos^2 (\Theta_{xz}^k + \gamma) + \frac{a \sin \Theta_k (2z_k + a \sin \Theta_k)}{z_k^2 - b_n^2 \sin^2 \Theta_k}} \right], \quad (144)$$

где a — длина корня,

Θ_k — угол наклона к поверхности земли стебля, зажатого в точке K и корень которого находится на расстоянии b_n от плоскости ручья,

Θ_{xz}^k — проекция угла Θ_k на плоскость XOZ ,

b_n — расстояние от места крепления стебля в почве до плоскости ручья теребильного аппарата.

Для крайних стеблей (корни которых находятся в плоскости симметрии делителей) расстояние b_n равно половине ширины захвата ручья. Для центральных стеблей $b_n = 0$.

Между Θ_{xz}^k , Θ_k , b_n и z_k существует следующая зависимость

$$\operatorname{ctg} \Theta_k = \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \Theta_{xz}^k + \left(\frac{b_n}{z_k}\right)^2}. \quad (145)$$

Следует отметить, что такие формулы получены М. Н. Летошневым при условии, что стебли льна надежно зажаты между ремнями и их скольжение в ручье исключено. При наличии же скольжения стеблей в ручье длина s_p теребящего участка должна быть больше, чем по формуле (144).

Равенство (144) справедливо и для центральных стеблей (корни которых находятся в плоскости ручья); для этих стеблей $b_n = 0$; $\Theta_{xz}^k = \Theta_k = \chi$.

По формуле (144) проведены расчеты с целью определения значений необходимой длины теребящего участка в зависимости от различных факторов для льна мало наклоненного ($\Theta_k = 50^\circ$) и полеглого ($\Theta_k = 10^\circ$). Полученные данные представлены графически на фиг. 68 и 69. Из этих данных видно, что s_p уменьшается с увеличением μ , Θ_k и α_p и уменьшением z_k . Уменьшение расстояния b_n мало повлияло на величину s_p , причем при малых значениях μ s_p увеличилось, а при больших значениях μ s_p уменьшилось. Из представленных данных, в частности, следует, что при уборке полеглого льна (когда угол Θ_k мал) длина теребящего участка должна быть больше, чем на прямостоящем льне.

В криволинейном ручье типа ЛТВ-4 (ЛК-4) надежное зажатие стеблей может быть обеспечено на участке $KLRT$ (фиг. 42), состоящем из криволинейной зоны KL , прямолинейной зоны LR и криволинейной зоны RT . В зоне KL_1 теребление стеблей, корни которых находятся в правой половине зоны захвата ручья, протекает в менее выгодных условиях, чем для стеблей левой половины ручья, так как точка зажима стеблей движется вправо. Точно также в зоне L_2LRT (находящейся левее продольной

плоскости, проходящей через начало ручья K) теребление стеблей левой половины ручья протекает в менее благоприятных условиях из-за того, что ремни, кроме движения вверх, двигаются еще влево.

Для точного определения необходимой длины s_p участка зажима стеблей в ручье следует последовательно рассмотреть движение льна по зонам KL , LR и RT . Это привело бы к слишком сложным расчетам, хотя из-за небольшого отклонения ручья от продольной плоскости, проходящей через его начало K , существенных изменений по сравнению с графиками на фиг. 68 и 69 не должно быть. Это, в частности, подтверждается исследованиями М. П. Белого [4], сравнивавшего теребильные аппараты ЛТ-7, ЛТВ-4 и ТЛН-1,5. Ввиду изложенного при расчете длины теребящего участка ручья типа ЛТВ-4 (ЛК-4) можно с достаточной для практических целей точностью воспользоваться графиками на фиг. 68 и 69, но из-за отмеченных выше особенностей рассматриваемых аппаратов, полученные данные следует умножить на 1,1—1,2. Другими словами, необходимая длина участка зажима стеблей в криволинейном ручье типа ЛТВ-4 (ЛК-4) должна быть на 10—20% больше, чем в прямолинейном ручье.

Схема процесса выдергивания стеблей льна в ручье типа ТЛН-1,5 представлена на фиг. 62, в. Стебли, зажатые в точке K теребильного ручья, двигаются по кривой s_p относительно машины и по кривой s_k относительно земли. Если для простоты считать, что точка зажима стеблей движется в машине по прямой s_p , то абсолютная скорость движения этой точки (относительно земли) будет направлена по s_k . Принятие таких допущений позволяет наиболее просто и достаточно точно определить необходимую длину участка зажима стеблей льна в данном типе теребильного ручья.

Путь s_k при абсолютном движении отклоняется вперед на угол Ω , который определяется из соотношения:

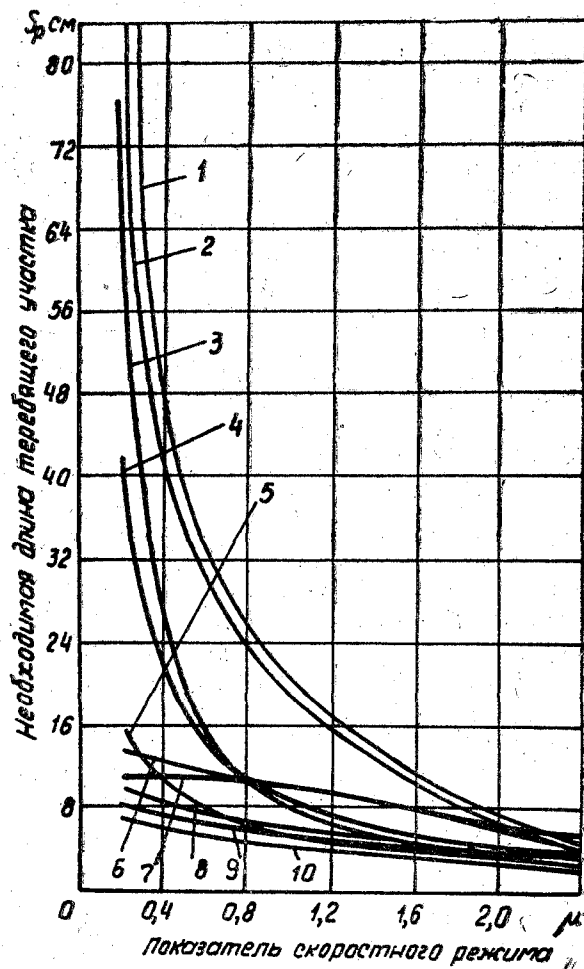
$$\operatorname{tg} \Omega = \frac{v_m}{v_p} = \mu. \quad (146)$$

В рассматриваемом аппарате в наименее выгодных условиях при тереблении находятся стебли, корни которых расположены в левой половине зоны захвата ручья. Поэтому все расчеты будут проведены для этой группы стеблей. Длина теребящего участка для таких стеблей может быть определена из условия (фиг. 67, в):

$$l_p \geq l_k + a, \quad (147)$$

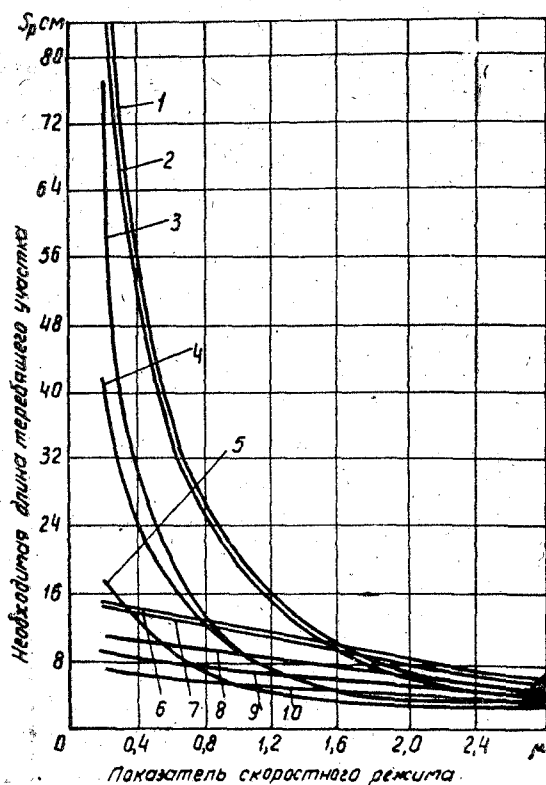
где l_k — расстояние OK от основания крайнего стебля (O) до точки K ручья в момент его подвода к этой точке (формула 109),

l_p — расстояние OP от основания стебля O до точки P ручья (фиг. 67, в), в которой заканчивается теребление льна.



Фиг. 68. Зависимость необходимой длины теребящего участка в ручье типа ЛТ-7 от показателя скоростного режима и других факторов для стеблей, корни которых удалены от плоскости ручья на 19 см;

- 1 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_K = 25$ см, $\Theta_K = 10^\circ$; 2 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_K = 10$ см, $\Theta_K = 10^\circ$; 3 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_K = 25$ см, $\Theta_K = 10^\circ$; 4 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_K = 10$ см, $\Theta_K = 10^\circ$; 5 — $\alpha_p = 85^\circ$, $z_K = 25$ см, $\Theta_K = 10^\circ$; 6 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_K = 10$ см, $\Theta_K = 28^\circ$; 7 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_K = 25$ см, $\Theta_K = 50^\circ$; 8 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_K = 10$ см, $\Theta_K = 28^\circ$; 9 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_K = 25$ см, $\Theta_K = 50^\circ$; 10 — $\alpha_p = 85^\circ$, $z_K = 25$ см, $\Theta_K = 50^\circ$.



Фиг. 69. Зависимость необходимой длины теребачего участка в ручье типа ЛТ-7 от показателя скоростного режима и других факторов для стеблей, центрально расположенных по отношению к ручью:

1 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_k = 25$ см, $\chi = 10^\circ$; 2 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_k = 10$ см, $\chi = 10^\circ$; 3 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_k = 25$ см, $\chi = 10^\circ$; 4 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_k = 10$ см, $\chi = 10^\circ$; 5 — $\alpha_p = 85^\circ$, $z_k = 10$ см, $\chi = 10^\circ$; 6 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_k = 25$ см, $\chi = 70^\circ$; 7 — $\alpha_p = 35^\circ$, $z_k = 10$ см, $\chi = 70^\circ$; 8 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_k = 10$ см, $\chi = 50^\circ$; 9 — $\alpha_p = 60^\circ$, $z_k = 25$ см, $\chi = 70^\circ$; 10 — $\alpha_p = 85^\circ$, $z_k = 10$ см, $\chi = 40^\circ$.

Из фиг. 67, в видно, что

$$l_k = \frac{z_k}{\sin \theta_k} = \sqrt{x_k^2 + b_k^2 + z_k^2}, \quad (148)$$

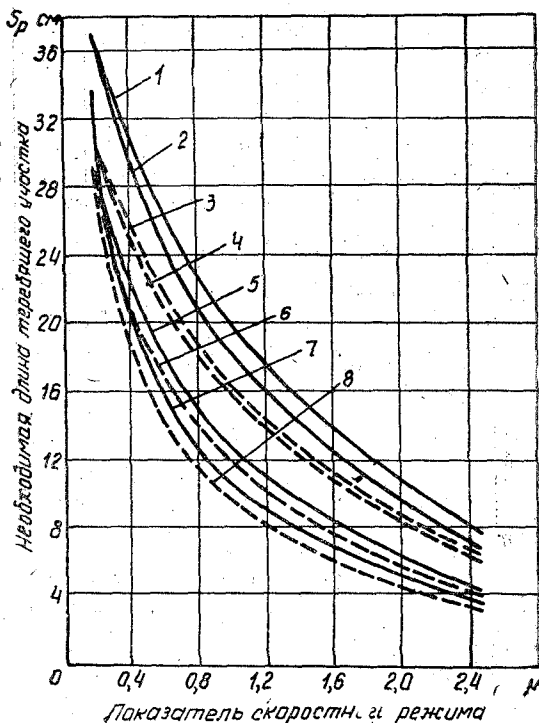
где b_k — расстояние от точки K до продольной плоскости, проходящей через носик делителя.

Расстояние l_p равно:

$$l_p = \sqrt{(x_k + s_p \mu)^2 + (s_p - b_k)^2 + z_k^2}, \quad (149)$$

где s_p — необходимая длина участка зажима стеблей по прямой КР (фиг. 67, в).

Если правые части равенств (148) и (149) подставить в (147) вместо l_p и l_k , то получается квадратное уравнение относительно s_p ; решение этого уравнения следующее:



Фиг. 70. Зависимость необходимой длины теребящего участка в ручье типа ТЛН-1,5 от показателя скоростного режима и других факторов:

1 — $z_k = 20$ см,	$\theta_k = 52^\circ$,	$b_k = 15,2$ см;
2 — $z_k = 30$ см,	$\theta_k = 60^\circ$,	$b_k = 15,2$ см;
3 — $z_k = 15$ см,	$\theta_k = 50^\circ$,	$b_k = 12$ см;
4 — $z_k = 25$ см,	$\theta_k = 60^\circ$,	$b_k = 12$ см;
5 — $z_k = 20$ см,	$\theta_k = 40^\circ$,	$b_k = 15,2$ см;
6 — $z_k = 15$ см,	$\theta_k = 40^\circ$,	$b_k = 12$ см;
7 — $z_k = 30$ см,	$\theta_k = 40^\circ$,	$b_k = 15,2$ см;
8 — $z_k = 25$ см,	$\theta_k = 40^\circ$,	$b_k = 12$ см.

$$s_p = \frac{b_k - \mu x_k + \sqrt{(b_k - \mu x_k)^2 + (1 + \mu^2) \left(2a \frac{z_k}{\sin \theta_k} + a^2 \right)}}{1 + \mu^2}, \quad (150)$$

где

$$x_k = \sqrt{\left(\frac{z_k}{\operatorname{tg} \theta_k}\right)^2 - b_k^2}$$

Знак перед радикалом в равенстве (150) взят +, так как s_p не может быть отрицательной величиной.

В формуле (150), полученной без учета кривизны ручья, отсутствует угол α_p наклона аппарата к горизонту. Между тем угол α_p в теребильном ручье типа ТЛН-1,5 влияет на величину s_p , если теребление крайних стеблей льна заканчивается еще до того, как они дошли до выходящей точки P ручья (фиг. 42). Если же теребление стеблей заканчивается возле выходящей точки P , то угол α_p почти не влияет на величину s_p (так как $z_k \cong z_p$), и определяемое по формуле (150) значение параметра s_p является достаточно точным. Зависимости, учитывающие кривизну и наклон ручья ТЛН-1,5, приводятся в работе М. П. Белого [4]. Зависимости, выведенные при допущении, что путь движения машины для выдергивания стебля постоянен при данной высоте теребления, приводятся в работе А. А. Ярошевича и А. В. Писарчика [89].

На фиг. 70 представлены графические зависимости s_p от различных факторов для ручья типа ТЛН-1,5, построенные расчетным путем по формуле (150). Эти данные показывают, что s_p уменьшается при увеличении μ и уменьшении θ_k .

Данные фиг. 68, 69 и 70 могут быть использованы при расчете теребильных аппаратов. В табл. 12 приводится длина участка ручья, где ремни плотно прижаты, для ряда теребильных аппаратов.

Таблица 12

Длина участка ручья, на котором ремни плотно прижаты,
для ряда теребильных аппаратов

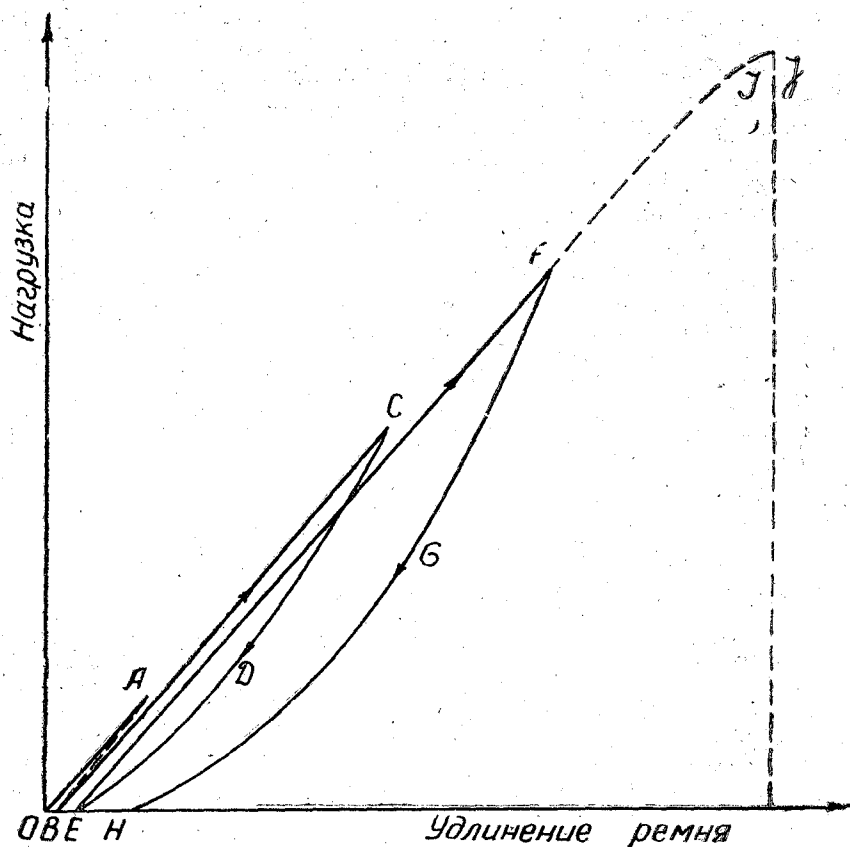
Марка теребильной машины	Скорость теребильных ремней, м/с	Скорости движения машины, м/с	Длина участка ручья с плотным прилеганием ремней, см
ЛТ-7	2,8	1,1—2,2	30
ЛТВ-4	3,2	1,2—4,0	28
ЛК-4М	3,1	1,2—4,0	26
ТЛН-1,5	2,7	1,1—2,4	30

§ 8. Натяжение ремней и давление между ними в зажимных устройствах

Вопросы определения натяжения ремней и давления между ними имеют большое значение для совершенствования работы теребильных аппаратов и других зажимных устройств льноуборочных машин. Слишком малое давление между ремнями в ру-

что приводит к тому, что стебли проскальзывают в зажиме и не вытягиваются из почвы. При большом же давлении в ручье имеет место повреждение (расплющивание) стеблей.

Ниже рассматриваются натяжение ремней и давление в ручье при различном конструктивном оформлении зажимных устройств. Так как принцип работы ремней зажимных транспортеров льноуборочных машин аналогичен принципу работы тербильных ремней, то устанавливаемые в данном параграфе закономерности одинаково справедливы как для тербильных аппаратов, так и для зажимных транспортеров.



Фиг. 71. Диаграмма растяжения тербильного ремня.

Начнем рассмотрение этого вопроса с определения зависимости натяжения тербильных ремней от их удлинения.

Опыты по определению зависимости натяжения ремней от их удлинения проводились на разрывной машине УМ-5 совместно с Р. В. Ахмеровым. Общий вид диаграммы растяжения нового ремня представлен на фиг. 71. Здесь по оси абсцисс отложено

удлинение ремня, а по оси ординат — сила его натяжения. График, как видим, характеризуется тем, что кривая, получающаяся при возрастании нагрузки, несколько не совпадает с кривой разгрузки, т. е. процессы растяжения ремня и его восстановления необратимы. Так, если ремень растягивать по некоторой линии OA и затем разгрузить, то при восстановлении ремня на графике получится линия AB , несколько не совпадающая с OA . Соответственно OB представит собой остаточную деформацию. Если снова растягивать ремень по линии BC и затем разгрузить, то на диаграмме получится кривая разгрузки CDE , не совпадающая с BC ; получающаяся при этом петля $BCDE$ представляет собой петлю гистерезиса. При повторном нагружении ремня новая ветвь кривой растяжения EF пойдет несколько правее кривой BC вследствие имевшей место ранее остаточной деформации BE . Кривая разгрузки FGH также не будет совпадать с кривой растяжения EF вследствие гистерезиса. Если же в точке F продолжать растягивать ремень, то прямолинейность графика будет продолжаться лишь до некоторой точки I , после чего начинающийся постепенный изгиб кривой свидетельствует о приближении кучести ремня и его разрыва (разрушения).

При повторных нагружениях из-за усталости кривая нагрузки несколько наклоняется (материал слабее сопротивляется деформации, а модуль упругости уменьшается).

Анализ диаграммы показывает, что между нагрузкой и удлинением ремня имеет место прямая пропорциональная зависимость (до точки I).

В результате проведенных опытов и анализа полученных диаграмм установлено, что при силе натяжения ремня с кордом из хлопчатобумажной ткани, не превышающей 3,5—4,0 кН (350—400 кгс), остаточные деформации весьма малы (меньше 0,5%); а кривая разгрузки почти совпадает с кривой нагрузки; поэтому можно считать, что до данной нагрузки имеет место упругая деформация ремня.

Опыты показали далее, что при натяжении ремня 18—22 кН (1800—2200 кгс) имеет место разрыв ремня. Прямолинейную же зависимость между силой натяжения и удлинением можно считать справедливой при натяжении, не превышающем 14 кН (1400 кгс).

Таким образом, если натяжение ремня обозначить через T , а его относительное удлинение — через ε (в %), то

$$T \approx k\varepsilon, \quad (151)$$

где k — коэффициент пропорциональности, представляющей собой силу, необходимую для удлинения ремня на 1%.

Относительное удлинение ε равно:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \cdot 100\%, \quad (152)$$

где l — первоначальная длина ремня,

Δl — абсолютное его удлинение.

Таким образом, можно считать, что для ремней при нагрузке справедлива зависимость $\varepsilon = \frac{T}{EF} 100\%$, где F — площадь поперечного сечения ремня, E — модуль упругости. Ввиду этого коэффициент k равен

$$k = \frac{EF}{100} \quad (153)$$

С учетом изложенного произведена обработка результатов замеров и диаграмм растяжения новых ремней. Из полученных данных следует, что коэффициент k для новых ремней можно принять равным 3,6—4,4 кН/%.

Кроме новых ремней исследовались ремни, проработавшие 30 часов на стенде в лабораторных условиях на холостом ходу, причем, одни ремни работали при скорости движения 1,65 м/с, другие — 2,51 м/с, а третьи — при скорости 4,20 м/с. Натяжение ремней также было разное: 0,5% и 1,5%, что соответствует силам натяжения 1,8 кН и 5,4 кН.

Диаграмма растяжения проработавшего ремня аналогична диаграмме на фиг. 71. Здесь также сохраняется зависимость $\varepsilon_1 = \frac{T}{EF} 100$, где ε_1 — относительная деформация ремня. Полная деформация равна $\varepsilon = \varepsilon_{\text{пр}} + \varepsilon_1$, где $\varepsilon_{\text{пр}}$ — относительное удлинение ремня в процессе его работы.

В результате обработки диаграмм растяжения проработавших ремней получены значения коэффициента k 2,8—3,6 кН/%, т. е. коэффициент k у проработавших ремней несколько уменьшился в сравнении с новыми ремнями. Начальное натяжение ремней и скорость их движения в процессе работы существенно не повлияли на величину коэффициента k после работы.

Проработавшие ремни меньше сопротивляются деформации, т. е. при одинаковой нагрузке получают большее удлинение, чем новые. Это объясняется тем, что при работе ремней вследствие напряжений изгиба при огибании шкивов уменьшается их жесткость EF и модуль упругости E .

Модуль упругости новых ремней оказался равным 300—320 МН/м². Модуль упругости проработавших ремней меньше на 3—30%.

Перейдем к анализу давления в зажимных устройствах.

Анализ конструкций теребильных аппаратов показывает, что давление в теребильных ручьях может иметь место за счет натяжения ремней, подпружинивания роликов или же благодаря жесткому креплению оси теребильного ролика. Кроме этого, давление в ручье в какой-то степени образуется и благодаря жесткости теребильных ремней. В табл. 13 представлены данные, показывающие, как устанавливается давление между ремнями в разных теребильных аппаратах.

Способы обеспечения давления между ремнями в различных теребильных аппаратах

№№ п/п	Устройства для обеспечения давления	Наличие устройств для обеспечения давления между ремнями в теребильных аппаратах						
		ЛК-7 (ЛК-5)	„Унион“	ЛК-4М	ЛК-4Т	ЛТВ-4	ТЛН- -1,5	„Керес“
1	Натяжение ремней	+	+	+	+	+	+	+
2	Подпружинивание ро- ликов	+	+	+	—	—	—	—
3	Крепление осей нижне- го и теребильного ро- ликов на одном ры- чаге	—	—	—	—	+	—	—

Проведено много исследований с целью определения натяжения ремней и их давления на шкив с учетом скорости движения, жесткости (упругости) ремней и других факторов [20], [41], [68], [88]. Однако получены слишком сложные зависимости. Для упрощения расчетов (которые, как мы увидим в дальнейшем, и так оказались весьма сложными) при определении натяжений ремней и давления в теребильных ручьях будем пренебрегать дополнительными сопротивлениями, вызванными жесткостью ремней и трением роликов. Силы же инерции ремней вообще можно не учитывать, так как скорость движения ремней меньше 5 м/с.

С учетом изложенного сила натяжения ремня S при его движении по поверхности диска (шкива) в некотором сечении bb (фиг. 72) может быть определена по формуле Эйлера:

$$S = S_0 \cdot e^{f\alpha}, \quad (154)$$

где S_0 — меньшая сила, с которой ремень обтягивает диск (в сечении aa),

f — коэффициент трения,

α — угол обхвата диска, начиная от начального сечения aa до рассматриваемого сечения bb . Для сечения kk этот угол равен α_{OK} , а $S = S_R$.

Давление в какой-либо точке b между ремнем и поверхностью обтянутого им диска определяется следующим образом [41]

$$q = \frac{S}{B_p R}, \quad (155)$$

где q — давление,

B_p — ширина ремня или диска (точнее ширина, по которой ремень обтягивает диск),

R — радиус поверхности диска.

Эти формулы не учитывают жесткости ремней, поэтому было проведено экспериментальное исследование давления в криволинейном ручье. Для этих целей было разработано специальное устройство.

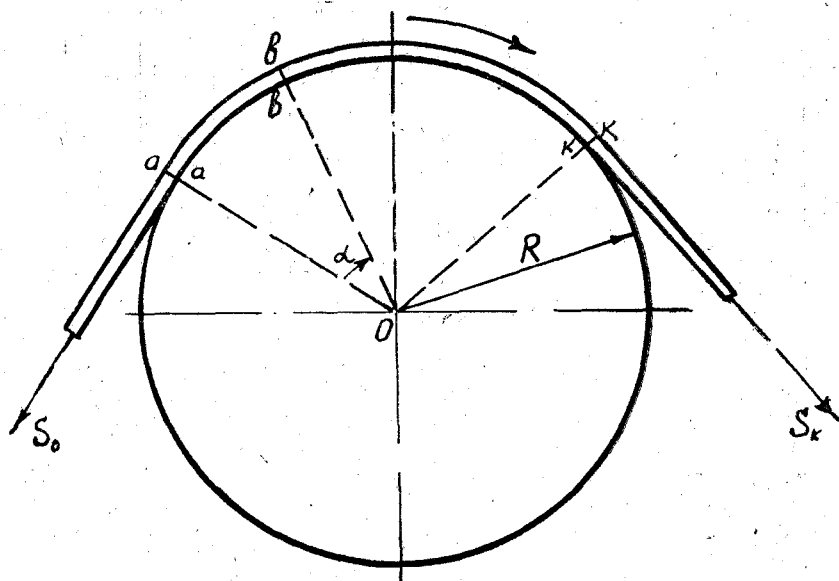
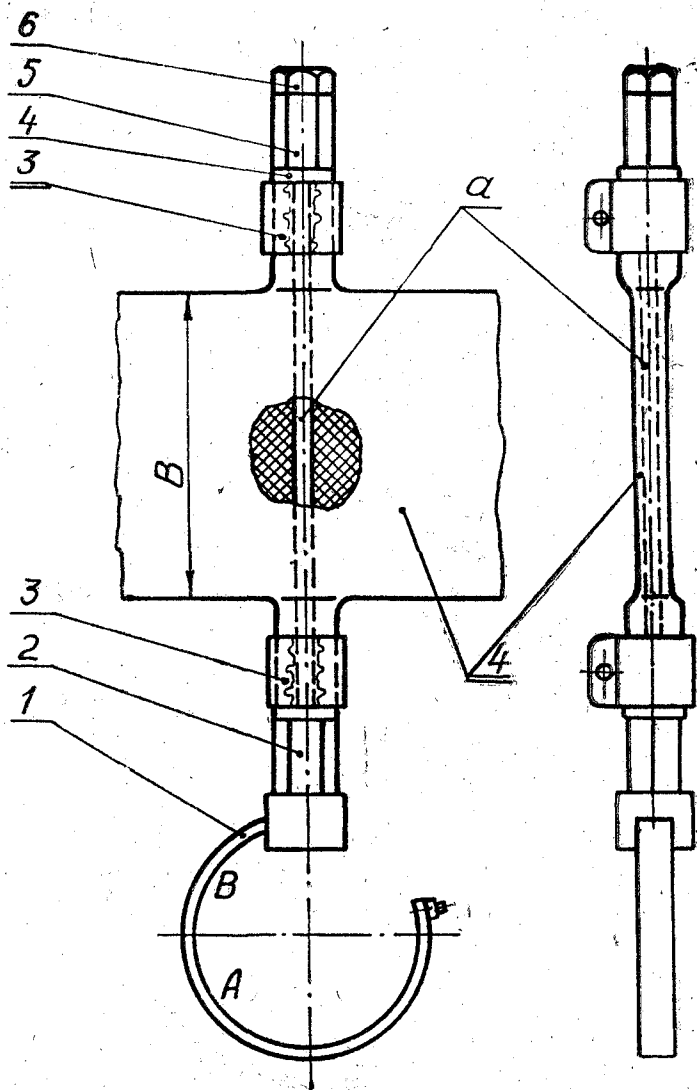


Рис. 72. Схема к определению удельного давления в криволинейном ручье.

Устройство (фиг. 73) состоит из гибкого датчика 4, двух штуцеров 2 и 5 и пружинной трубки манометра 1 (пружина Бурдона). Гибкий датчик выполняется из резины. Ширина его « b » выбирается несколько больше ширины ручья зажимного механизма. В теле датчика просверливается сквозное отверстие « a », заполняемое жидкостью. К концам (верхнему и нижнему) датчика присоединяются штуцеры 2 и 5, узкие концы которых вводятся в торцы канала « a » и зажимаются хомутами 3 плотно с тем, чтобы при давлении жидкость не могла здесь просачиваться. Штуцеры внутри также имеют сквозные отверстия. Штуцер 5 снабжается обратным клапаном и сверху закрывается пробкой 6. Снизу к штуцеру 2 присоединяется трубка 1.

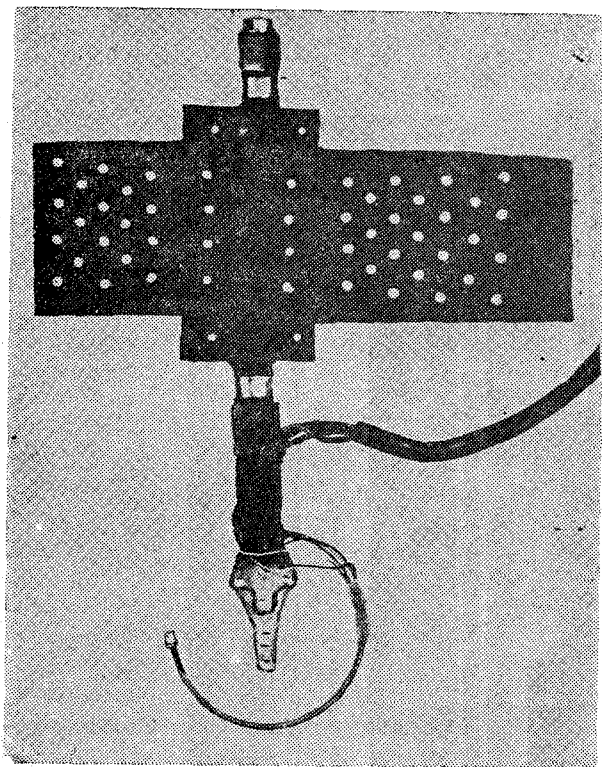
При заправке устройства жидкость заполняет центральный канал « a », отверстия штуцеров и канал пружины 1 (воздух при этом выпускается через специальное отверстие, перекрываемое вентилем). Если теперь гибкий датчик устройства ввести между ремнями зажимного механизма, то чем больше давление в ручье, тем больше будет сжиматься датчик и тем больше будет давление жидкости в канале « a » и деформация пружины 1.



Фиг. 73. Устройство для преобразования сжатия гибкого датчика в изгиб пружинной трубки (пружины Бурдона):

1 — пружина Бурдона, 2 — штуцер нижний, 3 — хомут, 4 — гибкий датчик, 5 — штуцер верхний, 6 — пробка, а — канал для жидкости, АВ — место для наклейки датчиков сопротивления.

Это устройство было выполнено в двух вариантах: а) со шкалой и стрелкой; б) с наклеенным на пружину 1 тензодатчиком сопротивления для записи усилия (на осциллографе). Последний вариант представлен на фиг. 74.



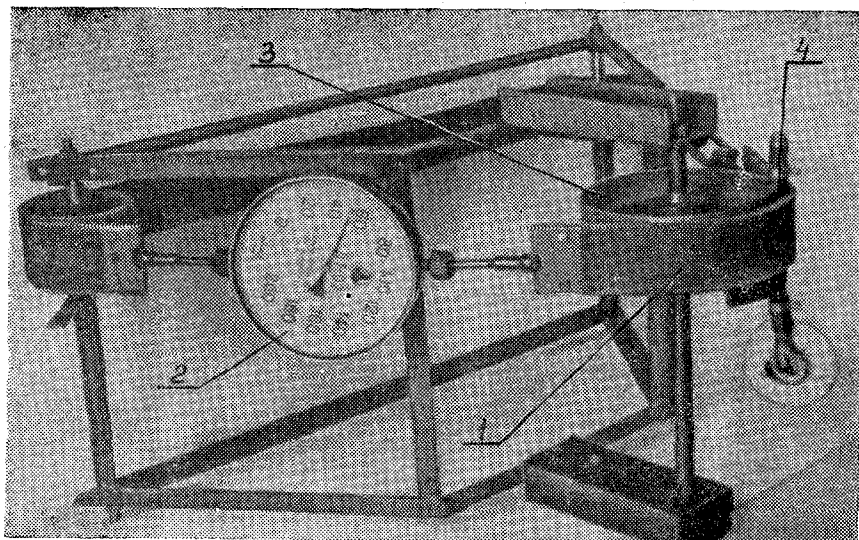
Фиг. 74. Гибкий датчик для измерения давления в ручье зажимного устройства (вариант с наклеенным датчиком сопротивления для работы с осциллографом).

Опытное определение давления ремня на шкив производилось нами на установке, вид которой представлен на фиг. 75. Определялось давление на шкивы диаметром 210 и 148 мм, ремни были сменные и имели толщину 5, 9 и 14 мм. Соответственно и жесткости EJ ремней были разные.

Для определения жесткости ремней брались отрезки их длиной 150 мм, у которых один конец заземлялся, а другой (на расстоянии $l = 100$ мм) нагружался сосредоточенной силой P . Затем индикатором измерялась величина деформации (прогиба)

конца ремня f и по формуле, известной из сопротивления материалов, $P = \frac{3EI f}{l^3}$ определялась жесткость ремня EJ .

Полученные в результате этих опытов данные подтверждают в основном наличие прямолинейной зависимости давления от натяжения ремня и обратно пропорциональной зависимости давления от радиуса шкива. Опыты также показали, что при нахождении гибкого датчика в середине дуги обхвата шкива ремнем давления у ремней более жестких принимают несколько меньшие значения. В то же время при прокручивании шкива с ремнем и датчиком установлено некоторое увеличение давления у краев дуги обхвата шкива жесткими ремнями; все это объясняется влиянием жесткости (упругости) ремней.



Фиг. 75. Установка для исследования давления ремня на шкив:

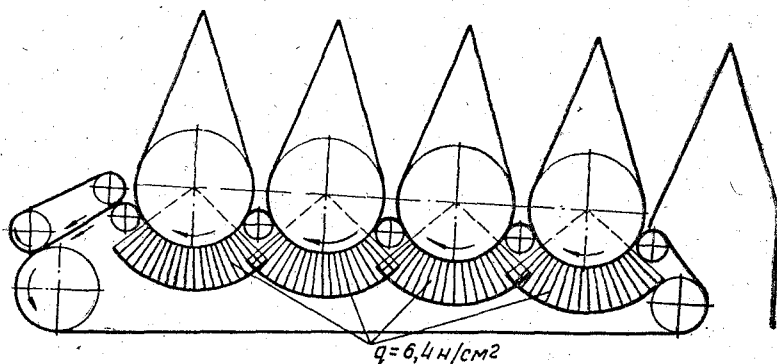
1 — ремень, 2 — динамометр, 3 — шкив, 4 — гибкий датчик (вариант со стрелкой и шкалой).

Но жесткость теребильных ремней сравнительно мала. Поэтому формула (155) с достаточной для практических целей точностью может быть использована для расчета давления в теребильных ручьях.

Если ремень, огибая поверхность диска, движется вместе с ней (без скольжения по поверхности диска), то при отсутствии других сопротивлений давление определяется по (155) при $S = S_0$.

Такой случай мы имеем при работе льнотеребильного аппарата ТЛН-1,5 на холостом ходу (если не учесть потери на тре-

ние роликов и шкивов и изгиб ремней). При начальном натяжении ремня $S_H = 900$ Н, $B_p = 8$ см и $R = 17,5$ см, $q \cong 6,4$ Н/см²; при $S_H = 2000$ Н, $q \cong 14,3$ Н/см². Диаграмма распределения давлений в ручьях ТЛН-1,5 при работе на холостом ходу и $S_H = 900$ Н представлена на фиг. 76.



Фиг. 76. Эпюра давлений в теребильных ручьях ТЛН-1,5 при вращении вхолостую и натяжении ремня 900 Н (90 кгс).

При тереблении льна сила S меняется по длине ручья; закономерности этого изменения рассматриваются ниже.

Нагруженный работой теребления ручей типа ТЛН-1,5 (фиг. 77, а) характеризуется тем, что в каждой точке теребящего участка ручья действует сила сопротивления P_{is} , являющаяся составляющей силы P_i сопротивления стебля выдергиванию, лежащей в плоскости ручья. Точное определение этой составляющей P_{is} в каждой точке ручья представляет значительную трудность, так как она зависит от скоростного режима машины, условий закрепления корня в земле, наклона стебля в ручье и других факторов.

Если известна сила P_1 (фиг. 77, б), с которой стебель в начальной точке ручья K сопротивляется выдергиванию, и углы Ω_1 и τ_1 , под которыми он выдергивается, то

$$P_{is} = P_1 \cos \tau_1 \sin \Omega_1, \quad (156)$$

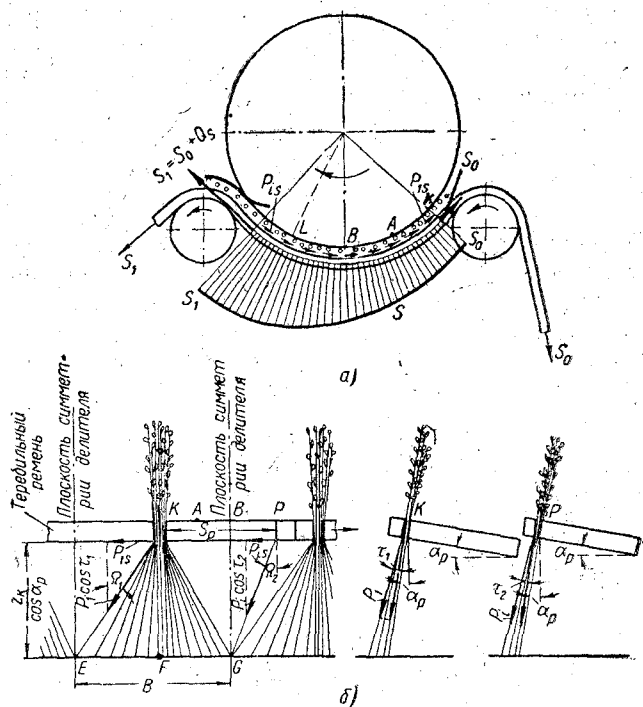
где $\Omega_1 = \arctg \frac{A}{z_k} \cos \alpha_p$ (здесь A — расстояние от точки K до плоскости симметрии делителя (фиг. 77, б)).

Точно также сила P_{ps} в конечной точке P теребящего участка будет равна

$$P_{ps} = P_1 \cos \tau_2 \sin \Omega_2,$$

где $\Omega_2 = \arctg \frac{A + s_p - B}{z_p} \cos \alpha_p$ (здесь z_p — высота точки P над землей).

Если взять какой-либо отрезок теребящего участка ручья, то не все стебли в нем сопротивляются выдергиванию, а только некоторая η -ая часть, тогда как другая часть $(1 - \eta)$ транспортируется. Так, например, на участке KA ручья (фиг. 77, б), могут выдергиваться лишь стебли из правой части (EF) зоны захвата



Фиг. 77. Схемы к определению натяжения ремня в ручье типа ТЛН-1,5 при тереблении льна:

а — эпюра натяжений ремня; б — схема сил, действующих во время теребления.

ручья; в то же время стебли из левой части (FG) только «натягиваются» и будут вытереблены на следующих участках теребильного ручья. Значения коэффициента η зависят от наклона стеблей, давления в ручье, показателя скоростного режима и других факторов и могут меняться по длине теребящего участка, но для упрощения явления в дальнейшем будем считать, что η не меняется по длине ручья.

Число i_0 стеблей, находящихся в теребящем участке ручья, равно:

$$i_0 = B i s_p \mu,$$

где i — густота стеблестоя (число стеблей на m^2),

B — расстояние между носиками делителей.

На начальном участке ручья (в точке K на фиг. 77, б) ремню приходится преодолевать сопротивление только одного стебля P_{1s} . По мере движения точек ремня к выходу из ручья нагрузка на ремень увеличивается, так как увеличивается число стеблей, сопротивляющихся выдергиванию. Соответственно возрастает и натяжение ремня. У выхода из теребящего участка ручья ремню приходится преодолевать составляющие $P_{1s}, P_{2s} \dots, P_{ps}$ сил сопротивления всех стеблей выдергиванию. Результирующая этих сил Q_s равна:

$$Q_s = \sum_{i=1}^{i_0 \eta} P_{is}. \quad (157)$$

Если в начале ручья натяжение ремня было S_0 , то в конце теребящего участка ручья оно станет $S_0 + Q_s$, а внутри теребящего участка в какой-либо точке A на расстоянии s_x от точки K натяжение ремня S будет равно:

$$S = S_0 + \sum_{i=1}^{i_x \eta} P_{is}, \quad (158)$$

где $i_x = i_0 \frac{s_x}{s_p}$.

В таком случае давление в первом ручье q_{1x} на расстоянии s_x от точки K в соответствии с равенством (155) выразится следующим образом:

$$q_{1x} = \frac{S_0 + \sum_{i=1}^{i_x \eta} P_{is}}{B_p R}. \quad (159)$$

Для упрощения явления будем считать, что $\cos \tau_1 \rightarrow 1$,

$$\cos \tau_2 \rightarrow 1, \quad z_p = z_k, \quad \Omega_1 \approx \Omega_2 \approx \arctg \frac{B \cos \alpha_p}{2z_k} = \Omega,$$

$$P_1 \cong P_2 \cong \dots \cong P_p \cong P.$$

Тогда

$$S = S_0 + BiPs_x \mu \eta \sin \Omega, \quad (160)$$

$$q_{1x} = \frac{S_0 + BiPs_x \mu \eta \sin \Omega}{B_p R}. \quad (161)$$

У выхода из первого ручья натяжение ремня составит:

$$S_1 = S_0 + BiPs_p \mu \eta \sin \Omega. \quad (162)$$

Рассуждая таким же образом, можно получить следующие выражения для натяжения ремня внутри теребящего участка

второго ручья, на выходе из ручья, а также давления во втором ручье:

$$S = S_0 + BiP(s_p + s_x) \mu \eta \sin \Omega;$$

$$S_2 = S_0 + 2BiPs_p \mu \eta \sin \Omega;$$

$$q_{2x} = \frac{S_0 + BiP(s_p + s_x) \mu \eta \sin \Omega}{B_p R}.$$

В n -ом ручье:

$$S = S_0 + BiP[(n-1)s_p + s_x] \mu \eta \sin \Omega; \quad (163)$$

$$S_n = S_0 + nBiPs_p \mu \eta \sin \Omega; \quad (164)$$

$$q_{nx} = \frac{S_0 + BiP[(n-1)s_p + s_x] \mu \eta \sin \Omega}{B_p R}. \quad (165)$$

Из теории ременной передачи известно, что $\frac{S_n + S_0}{2}$ равняется начальному натяжению ремня, которое применительно к теребилному аппарату ТЛН-1,5 включает еще дополнительное натяжение, образующееся в результате отхода ремней от обрезиненных дисков при пропуске льна через ручьи. Таким образом:

$$S_n + S_0 = 2(S_n + S_d), \quad (166)$$

где S_n — начальное натяжение ремня (когда ручьи не заполнены льном),

S_d — дополнительное натяжение ремня, возникающее при прохождении льна через ручьи.

Из (164) и (166) находим

$$S_0 = S_n + S_d - \frac{n}{2} BiPs_p \mu \eta \sin \Omega \quad (167)$$

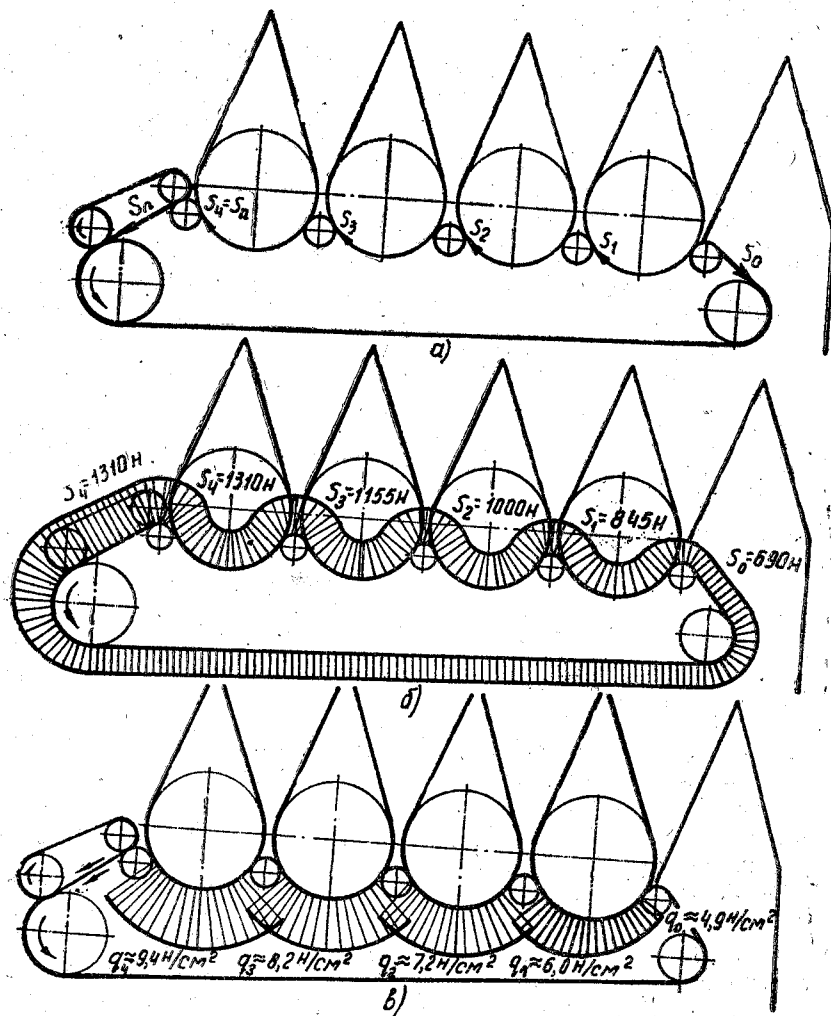
$$S_n = S_n + S_d + \frac{n}{2} BiPs_p \mu \eta \sin \Omega \quad (168)$$

S_d тем больше, чем толще зажимаемая лента льна.

С учетом изложенного на фиг. 78 построена диаграмма натяжений ремня и давлений в ручье при работе льнотеребилки ТЛН-1,5 в следующих условиях: $S_n + S_d = 1000$ Н, $P = 6$ Н, $i = 1500$ шт/м², $s_p = 0,28$ м; $\mu = 0,5$; $\eta = 0,5$; $\Omega = 40^\circ$.

Из этих графиков видно, что при работе теребилного аппарата ТЛН-1,5 с увеличением нагрузки на ремень натяжение его увеличивается; вместе с тем возрастает и давление в ручье. Характерным здесь является постепенное увеличение давления в ручье по мере движения со стеблями льна к выходу из машины, то есть по мере утолщения ленты льна. Возрастание давления в местах, где лента льна утолщается, следует считать положительным фактором, так как этим улучшается зажатие слоя стеблей в ручье.

Если учесть, что при большой скорости движения ремня транспортируемые стебли на криволинейных участках ручья будут развивать сравнительно большие силы инерции, то в формулы (161) и (165) следовало бы ввести поправку, учитывающую влияние этих факторов.



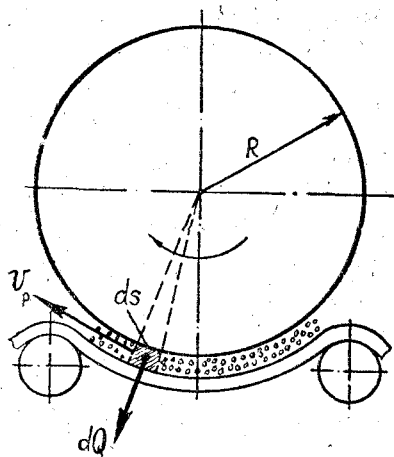
Фиг. 78. Распределение натяжений ремня и давлений в ручьях ТЛН-1,5:

а — соотношение между натяжениями; б — эпюра натяжений при $S_n + S_d = 1 \text{ кН}$ (100 кгс); в — эпюра давлений при $S_n + S_d = 1 \text{ кН}$ (100 кгс).

Это явление схематически изображено на фиг. 79. Элементарная центробежная сила инерции dQ , развиваемая пучком стеблей на элементе длины дуги ds ручья, равна (без учета толщины слоя стеблей):

$$dQ = B \frac{G}{g} \ln \frac{v_p^2}{R} \mu ds, \quad (169)$$

где G — вес транспортируемого стебля,
 g — ускорение свободного падения.



Фиг. 79. Схема к определению центробежных сил инерции стеблей в теребильном ручье.

Тогда величина Δq_{nx} , на которую уменьшается давление в n -ом ручье, приходящееся на одну единицу поверхности обода диска, окажется равной:

$$\Delta q_{nx} = \frac{B G \ln v_p^2 \mu}{B_p g R}, \quad (170)$$

где B_p и R измеряются в см, B в м, v_p в м/с, а g в м/с².

Применительно к эпюре давлений на фиг. 78 величина Δq_{nx} для четвертого ручья при $B = 0,38$ м, $G = 0,01$ Н, $v_p = 2,5$ м/с, $B_p = 8$ см, $g = 9,8$ м/с² и $R = 17,5$ см оказалась равной $\sim 5,0$ Н/см², ввиду чего давление на обод диска составило $q_{nx} = \Delta q_{nx} = 9,4 - 5,0 = 4,4$ Н/см²; в первом ручье величина Δq_{nx}

равна $\sim 1,3 \text{ Н/см}^2$, а давление $q_{nx} - \Delta q_{nx} = 6,0 - 1,3 = 4,7 \text{ Н/см}^2$, т. е. даже несколько больше, чем в четвертом ручье.

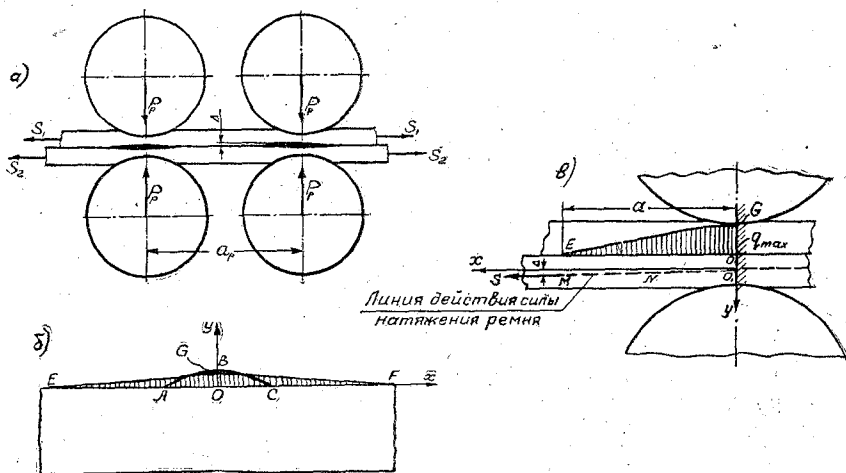
При значительной толщине слоя зажатых в ручье стеблей давление на внешние стебли (прилегающие к поверхности ремня) будет больше, чем то давление $q_{nx} - \Delta q_{nx}$, которое приходится на обод диска.

Таким образом, вследствие центробежных сил инерции движущихся стеблей давление в ручье в зоне обода диска меньше, чем в зоне поверхности ремня.

Кроме того, давление в ручье несколько уменьшается еще благодаря центробежной силе инерции самого ремня, обтягивающего диск, но это уменьшение во всех ручьях одинаково.

Рассмотрим теперь образование давления в прямолинейном ручье типа ЛТ-7. Ввиду сложности явления расчеты проведем при ряде допущений, которые облегчат решение этой весьма сложной задачи.

На фиг. 80, а представлена часть прямолинейного ручья. Через участки длиной a_p ремни находятся под давлением роликов, каждая пара из которых давит с силой P_p . Под действием этой



Фиг. 80. Схемы к расчету деформации ремней и давления между ними в прямолинейном ручье.

силы образуется некоторая деформация (осадка) ремней, максимальное значение которой приходится против оси ролика и равно Δ . Эпюра распределения этих деформаций экспериментально не исследована. Если учесть упругие свойства резины, то при отсутствии натяжения обоих ремней эпюра распределения их

деформации за счет только давления и жесткости ремня может принять вид, представленный на фиг. 80, б (площадь $ABCOA$). При наличии же дополнительно и натяжения S ремней эпюра распределения деформаций вытянется и примет несколько другой вид (площадь $EGFCOAE$).

Будем считать, что сила натяжения S , которая в основном действует через ткань, заложенную внутри ремня, проходит на определенном расстоянии от поверхности несжатого ремня. Это условие принято исходя из того, что слой резины поверх ткани в ремне имеет определенную величину, одинаковую для всех точек его наружной поверхности. В таком случае в месте сжатия слоя резины расстояние от поверхности ремня до линии действия силы натяжения S соответственно уменьшается, а линия действия этой силы искривится в соответствии с деформацией резины (т. е. примет такой же вид, как эпюра распределения деформации резины).

Согласно литературным данным [43, стр. 261 — 265, 420], при сжатии резины в определенных пределах (на 20—30%) давление q сжатия прямо пропорционально глубине Δx , т. е.

$$q = c_p \Delta x,$$

где c_p — показатель твердости резины; если его измерить в Н/мм^3 , то он показывает, какая сила необходима для того, чтобы один мм^2 площади деформатора сжал резину на глубину 1 мм.

Согласно ГОСТам 253—63 и 263—53 твердость резины определяется при помощи твердомеров ТШМ-2 и ТМ-2. Твердость H , определенная твердомером ТШМ-2 и измеряемая в кгс/см^2 , зависит от глубины погружения шарика диаметром 5 мм под действием груза 1 кгс ($\sim 10 \text{ Н}$). В связи с этим представляет интерес определить зависимость между твердостью H и показателем c_p .

На фиг. 81 показано схематически действие шара на резину под действием силы P . Пусть в результате действия этой силы шар погрузился в резину на глубину h . Проведем оси координат так, как показано на схеме, т. е. на расстоянии $r-h$ от центра шара, где r — радиус шара. Тогда вертикальная составляющая реакции резины на элемент M поверхности шара с координатами x, y, z равна $c_p \cdot dx \cdot dy \cdot z$, где $z = \sqrt{r^2 - x^2 - y^2} - (r - h)$, а сила P определяется двойным интегралом:

$$P \approx \iint_D c_p z dx dy,$$

здесь D — область, на которую распространяется интеграл (это окружность, получающаяся при сечении шара плоскостью XOY).

Приближенный знак равенства поставлен в этой формуле

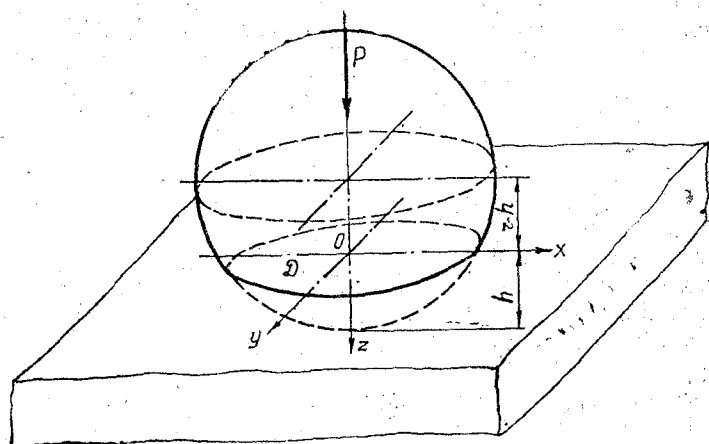
потому, что при деформации верхние слои резины не будут плотно прижиматься к шару.

Вычислением этого интеграла при условии, что отношение $\frac{h}{2r}$ является величиной сравнительно малой (не более 0,25—0,30) получена следующая зависимость c_p от H :

$$c_p \approx \frac{\pi^2 H^2}{4 - \frac{\sqrt{\pi H}}{6} \ln \frac{r \sqrt{\pi H} + 1}{r \sqrt{\pi H} - 1}}. \quad (171)$$

Разлагая $\ln \frac{r \sqrt{\pi H} + 1}{r \sqrt{\pi H} - 1}$ в ряд и ограничиваясь первым членом, находим:

$$c_p \approx 0,0035 H^2 \text{ кгс/мм}^3 \text{ (или } c_p \approx 0,035 H^2 \text{ Н/мм}^3 \text{)}. \quad (171')$$



Фиг. 81. Схема углубления металлического шарика в резину.

Зависимость эта, как нетрудно видеть, тем точнее, чем выше твердость резины (т. е. чем меньше отношение $\frac{h}{2r}$).

Учитывая изложенное, а также считая, что изгиб ремня подчиняется законам деформации балки, защемленной одним концом и на которую действуют рассредоточенная нагрузка, изменяющаяся по кривой EG (фиг. 80, в), и момент от силы S , можно составить следующее дифференциальное уравнение упругой линии ремня на участке MNO :

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -S(\Delta - y) + M, \quad (172)$$

где E — модуль упругости ремня,

M — изгибающий момент в рассматриваемом сечении,

I — момент инерции сечения ремня относительно нейтральной оси,

$$I \cong \frac{B_p \delta^3}{12}$$

Здесь B_p — ширина ремня, δ — толщина ремня.

Решением этого уравнения можно теоретически определить эпюру деформаций поверхности ремня. Однако решение указанного уравнения связано с большими трудностями. В то же время анализ этого явления и имеющиеся опытные данные [84] показывают, что с достаточной для практических целей точностью можно считать линии EG и GF (фиг. 80, б) изменяющимися по косинусоиде. На это же указывают и результаты наших экспериментальных исследований и, в частности, осциллограммы давлений в теребильных ручьях (фиг. 84 и 85). Ранее [77] линии EG и GF были приняты прямыми, благодаря чему расчеты получились несколько проще, но и менее точно. Ближе к опытным данным оказывается закономерность изменения этих линий по косинусоиде. В таком случае зависимость Δ_x от расстояния x (это расстояние от точки O , в которой ремень получил максимальную деформацию, вправо или влево) и половины длины зоны давления a выразится следующим образом:

$$\Delta_x \cong \Delta \cos \frac{\pi}{2a} x. \quad (173)$$

Ввиду изложенного сила $P_{сж}$, необходимая для сжатия резины, равна:

$$P_{сж}' = P_p \cong 2 \int_0^a B_p c_p \Delta_x dx = \frac{4}{\pi} a B_p c_p \Delta. \quad (174)$$

Точно также, если расположить оси координат XU так, как показано на фиг. 80, в, то уравнение линии действия силы натяжения S выразится следующим образом:

$$y \cong \Delta \left(1 - \cos \frac{\pi}{2a} x \right). \quad (175)$$

Изгибающий момент M равен $B_p c_p \int_{x'}^a q_x \Delta_x dx$, где x' — абсцисса рассматриваемого сечения ремня, а q_x — расстояние от каждой площадки эпюры деформации ремня до рассматриваемого сечения, $q_x = x - x'$. Вычислением этого интеграла с учетом равенства (173) находим (после замены x' текущей координатой x):

$$M = \frac{2a B_p c_p \Delta}{\pi} \left(a - x - \frac{2a}{\pi} \cos \frac{\pi}{2a} x \right).$$

Подставляя значения M и y по (175) в уравнение (172) и решая его исходя из того, при $x = 0$, $y' = 0$ и $y = 0$, находим:

$$y = -\frac{4a^2\Delta}{\pi^2 EI} \left(S + \frac{4a^2 B_p c_p}{\pi^2} \right) \left(1 - \cos \frac{\pi}{2a} x \right) - \frac{a B_p c_p \Delta}{3\pi EI} x^3 + \frac{a^2 B_p c_p \Delta}{\pi EI} x^2.$$

Из полученного уравнения при $x = a$ и $y = \Delta$ можно определить расстояние a :

$$a = \sqrt{\frac{S + \sqrt{S^2 + 1,16 B_p c_p EI}}{0,236 B_p c_p}}. \quad (176)$$

Из (174) и (176) можно получить, что

$$\Delta \approx \frac{0,381 P_p}{\sqrt{B_p c_p (S + \sqrt{S^2 + 1,16 B_p c_p EI})}}. \quad (177)$$

На основе изложенного заключаем, что давление q_x ремней друг на друга в зоне прижатия (OE) зависит от x следующим образом:

$$q_x \approx \frac{0,381 P_p c_p}{\sqrt{B_p c_p (S + \sqrt{S^2 + 1,16 B_p c_p EI})}} \cdot \cos \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{0,236 \cdot B_p c_p}{S + \sqrt{S^2 + 1,16 B_p c_p EI}}} x. \quad (178)$$

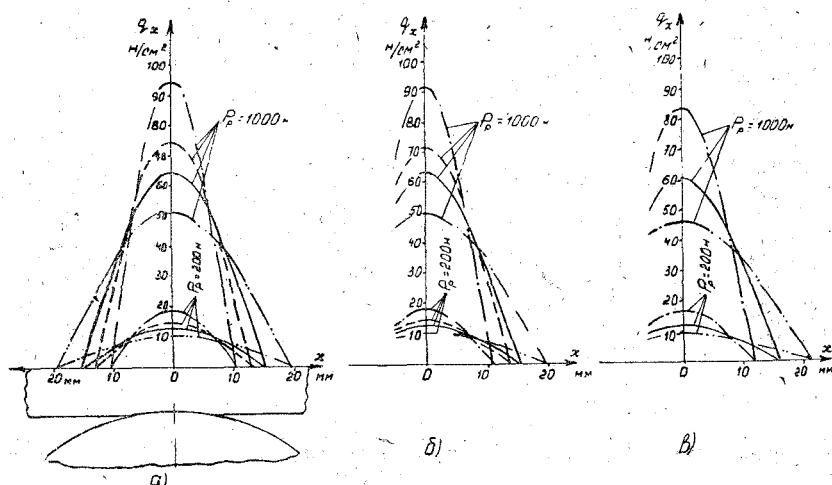
Если q_x помножить на B_p , то получим давление $q_{пх}$ в ручье на погонный $мм$ (или $см$) его длины.

Полученные равенства выведены для расчета давления между ремнями, когда линия их соприкосновения EO (фиг. 80, в) перпендикулярна радиусу ролика, проведенному в зоне OG максимальной деформации ремней, т. е. когда угол GOE равен 90° , что соответствует равенству натяжений ремней. Если же натяжения ремней отличаются друг от друга, расчет давления можно также производить по формуле (178), в которой вместо S подставляют меньшее из натяжений.

Представляет интерес исследовать на основе полученной зависимости влияние различных факторов на давление и сравнить это с имеющимися опытными данными.

На фиг. 82 представлены графические зависимости q_x по формуле (178) от x при $B_p = 80 мм$. Графики показывают, что при выбранных значениях c_p , EI , S и P_p величина a колеблется в небольших пределах. Увеличение натяжения ремня в шесть

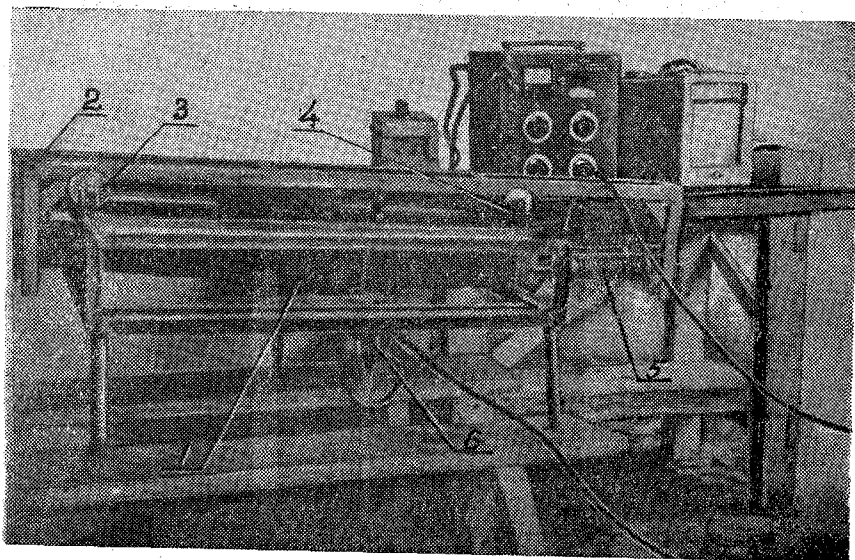
раз — от 500 до 3000 Н привело к весьма незначительному увеличению расстояния a ; в пределах же натяжений от 500 до 1000 Н расстояние a почти не изменилось. Это согласуется с данными М. И. Шлыкова [84, стр. 138—139], проводившего опыты при натяжении ремней 50 и 100 кгс, а также с нашими опытными данными.



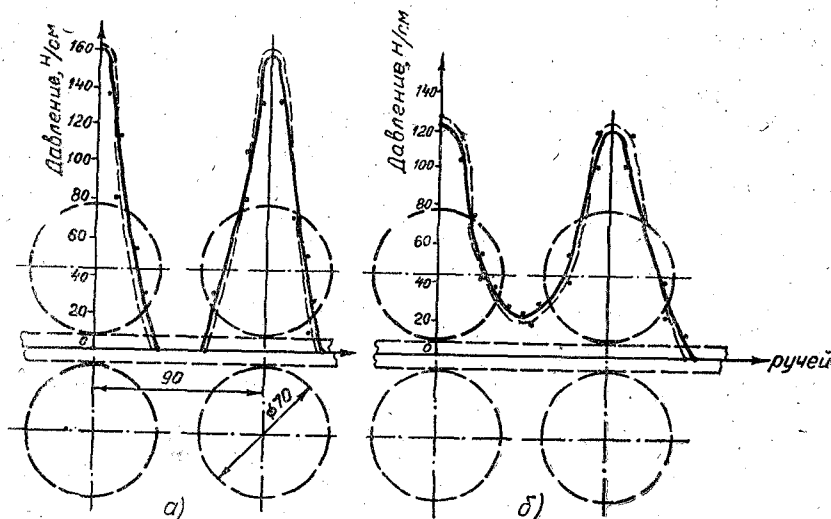
Фиг. 82. Зависимость давлений в прямолинейном теребильном ручье от величины x :

а — при силе натяжения $S = 500$ Н (50 кгс); б — при силе натяжения $S = 1000$ Н (100 кгс); в — при силе натяжения $S = 3000$ Н (300 кгс)
 — — — $c_p = 5$ Н/мм³ (0,5 кгс/мм³), $EJ = 2 \cdot 10^5$ Н·мм² ($2 \cdot 10^4$ кгс·мм²);
 — — — $c_p = 5$ Н/мм³ (0,5 кгс/мм³), $EJ = 10^6$ Н·мм² (10^5 кгс·мм²);
 — — — $c_p = 2$ Н/мм³ (0,2 кгс/мм³), $EJ = 2 \cdot 10^5$ Н·мм² ($2 \cdot 10^4$ кгс·мм²);
 — — — $c_p = 2$ Н/мм³ (0,2 кгс/мм³), $EJ = 10^6$ Н·мм² (10^5 кгс·мм²).

Экспериментальное исследование образования давления в прямолинейных ручьях проведено нами на специальной установке (фиг. 83). Установка состоит из теребильного ручья 1, образованного двумя парами роликов, и подвижной рамки 2, перемещающейся по специальным направляющим 3 и 4. На рамке укреплены два ремня, причем их натяжение создается с помощью специальных динамометров 5. Гибкий датчик (фиг. 74) закладывается между ремнями, и при передвижении рамки вместе с ремнями и датчиком между роликами замерялось давление, создаваемое в ручье роликами и ремнями. Опыты проведены с использованием тензометрического прибора типа SA-1 (одноканальный усилитель) и самопишущего переносного микроампермилливольтметра Н-373-2.

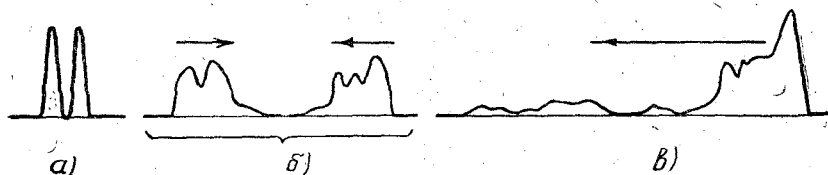


Фиг. 83. Вид экспериментальной установки для исследования давления в прямолинейных ручьях:
1 — зажимной ручей, 2 — подвижная рамка, 3 и 4 — направляющие ролики, 5 — динамометры, 6 — гибкий датчик.



Фиг. 84. Опытные данные по давлению в прямолинейном теребильном ручье при силе сжатия пружины ролика 500 Н:
а — при жесткости ремня $EJ = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$; б — при жесткости ремня $EJ = 1,0 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$; — сила натяжения ремней равна 800 Н; --- сила натяжения ремней равна 400 Н.

Часть результатов опытов, представлена на фиг. 84. Общий вид полученных осциллограмм давления приведен на фиг. 85, а. Из представленных опытных данных следует, что давление меняется по закону, близкому к косинусоиду. С увеличением натяжения ремней расстояние a , на которое распространяется давление, несколько увеличивается, — при этом максимальное давление соответственно падает. С увеличением же жесткости ремней от $EI = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$ до $EI = 1,0 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$ расстояние a значительно увеличивается.



Фиг. 85. Вид осциллограмм, полученных при определении давления в зажимных механизмах с помощью гибкого датчика и осциллографа:

а — в прямолинейном теребильном ручье, б — в зигзагообразном теребильном ручье при движении ремней в одну и другую стороны, в — в теребильном ручье ЛТВ-4 при малом натяжении правого ремня.

Из приведенных данных видно, что для увеличения расстояния a (а это очень важно, о чем будет сказано ниже) необходимо увеличить жесткость ремня EI и натяжение S и уменьшить твердость поверхности ремня c_p .

Если пренебречь потерями на изгиб ремней и трением в роликах и шкивах, то при вращении ремней вхолостую с одинаковой скоростью силы натяжения $S_{1п}$ и $S_{1л}$ в ведущих ветвях правого и левого ремней (фиг. 86, а) равны соответственно силам натяжения ведомых ветвей $S_{0п}$ и $S_{0л}$ и силам начального натяжения ремней $S_{нп}$ и $S_{нл}$. В этом случае давление одинаково против каждого ролика по длине ручья (если, разумеется, давление пружин на ролики одинаково). Примерная эпюра давлений в таком ручье представлена на фиг. 86, б).

Если же скорость одного ремня больше другого, то последний как бы подталкивается быстроидущим ремнем, на который падает почти вся нагрузка. Натяжения в этом случае могут быть разные по длине ручья, но ввиду того, что натяжение мало влияет на распределение давления в ручье, эпюра давлений будет примерно такая же (как на фиг. 86, б).

При тереблении льна ремнями (фиг. 86, а) стебли сопротивляются выдергиванию таким образом, что появляются составляющие $P_{1с}$, $P_{2с}$, ..., P_{is} сил сопротивления, действующие в плоскости ручья и вызывающие изменение натяжения ремней на отдельных участках ручья.

Результирующая этих сил Q_s равна:

$$Q_s = \sum_{i=1}^{i_0} P_{is}, \quad (179)$$

где i_0 — число стеблей льна на теребящем участке ручья, сопротивляющихся выдергиванию.

В теребильном аппарате типа ЛТ-7 зажатие стеблей осуществляется не во всем ручье, а только в зонах зажима, которые обозначены на чертеже (фиг. 86, а) буквами AB , CD , EF , GH ,

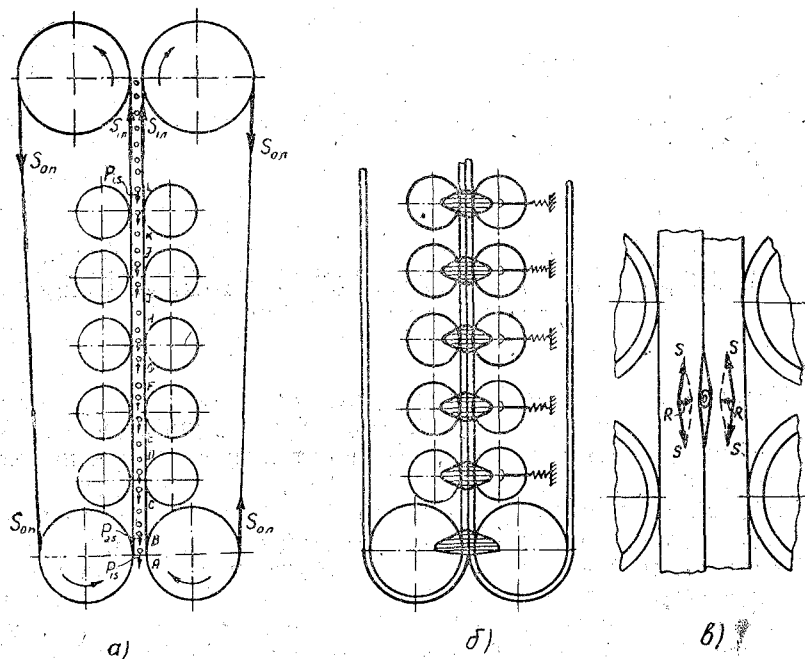


Рис. 86. Схемы к определению давления в ручьях типа ЛТ-7.

II и KL и которые приходятся против роликов. В остальных же зонах давление либо равно нулю, либо близко к нулю (см. фиг. 86, б), и невытеребленные стебли льна скользят в ручье относительно ремней. Такими зонами скольжения являются BC , DE , FG , HI и JK . В соответствии с изложенным нагрузка на ремни будет возрастать по мере продвижения стеблей вверх. Если считать, что ремни одинаково загружены работой теребления, т. е. каждый из них вытаскивает $\frac{1}{2} i_0$ стеблей, то натяжение правого ремня в верхней части ручья S_{in} равно:

$$S_{in} = S_{on} + \frac{1}{2} Q_s. \quad (180)$$

Точно также в левом ремне

$$S_{1л} = S_{ол} + \frac{1}{2} Q_s. \quad (181)$$

С другой стороны

$$\left. \begin{aligned} S_{1н} + S_{он} &= 2(S_{нп} + S_{дп}); \\ S_{1л} + S_{ол} &= 2(S_{нл} + S_{дл}), \end{aligned} \right\} \quad (182)$$

где $S_{нп}$ и $S_{нл}$ — начальные натяжения ремней,

$S_{дп}$ и $S_{дл}$ — дополнительные натяжения ремней вследствие прохода льна через ручей.

С учетом фактически сложившегося натяжения ремней давление в ручье могло бы несколько измениться по сравнению с тем, что представлено на фиг. 86, б. Но как уже установлено выше, даже значительное повышение натяжения ремня мало влияет на изменение давления в ручье; ввиду этого эпюра давлений, представленная на фиг. 86, б, справедлива и для случая, когда ремни загружены работой тербления.

Если в ручье зажимаются одиночные стебли или небольшие группы стеблей, то давление на них при большом натяжении возрастает вследствие отхода ремней для пропуска стебля, в результате чего появляются добавочные силы R (фиг. 86, в), увеличивающие давление ремней на зажимаемые стебли льна. Таким образом, и для прямолинейного тербильного ручья натяжение ремней играет важную роль в создании условий для надежного зажатия вытеребливаемых стеблей льна.

Перейдем к рассмотрению работы ремней аппарата ЛК-4Т (ЛТВ-4). Этот тип аппарата с двумя ведущими ремнями и криволинейными ручьями характеризуется тем, что поверхности ремней на криволинейных участках скользят друг по другу, причем в зоне KL (фиг. 41) левый ремень обгоняет правый, а в зоне RT — наоборот. В тербильных ручьях типа ЛТ-7 (являющиеся прямолинейными) скольжение ремня по ремню наблюдается, когда ролики одной стороны сдвинуты относительно роликов другой стороны, и ручей становится зигзагообразным.

Наличие скольжения одного ремня по другому объясняется тем, что, с одной стороны, ремни приводятся в движение ведущими шкивами и должны двигаться с одинаковыми скоростями на прямолинейных участках ручья, и, с другой стороны — оба ремни на криволинейных участках огибают шкив или ролик, а поэтому ремень, который больше удален от оси шкива (или ролика), должен двигаться с большей скоростью. В результате получается, что нейтральные слои ремней, огибающих шкив, двигаются с такой же скоростью, как все слои ремней на прямолинейных участках, наружный слой внутреннего ремня растягивается, а внутренний слой наружного ремня сжимается. За счет этого и возникает скольжение ремней.

Основные закономерности скольжения ремня по ремню в кри-

волинейной части ручья для случаев, когда лен отсутствует и ремни соприкасаются друг с другом (работа вхолостую), установлены М. И. Шлыковым [84]. При наличии же льна в ручье явление несколько усложняется.

На фиг. 87, а представлена схема ручья типа ЛК-4Т (ЛТВ-4), заполненного льном. Если на прямолинейных участках ремни движутся со скоростью v_p , то в месте изгиба только нейтральные слои ремней движутся с этой же скоростью v_p . Угловая скорость движения левого ремня составит

$$\omega_d = \frac{v_p}{r + \kappa' \delta},$$

где κ' — коэффициент, зависящий от положения нейтрального слоя при изгибе ремня ($\kappa' \approx 0,5$).

Тогда скорость v'_d наружных слоев (*абвг*) левого ремня окажется равной:

$$v'_d = \omega_d (r + \delta) = v_p \frac{r + \delta}{r + 0,5\delta}.$$

Таким же образом можно установить, что угловая скорость движения правого ремня будет

$$\omega_n = \frac{v_p}{r + 1,5\delta + \delta_n},$$

где δ_n — толщина слоя льна, а скорость v'_n внутренней поверхности (*а₁б₁в₁г₁*) равна:

$$v'_n = v_p \frac{r + \delta + \delta_n}{r + 1,5\delta + \delta_n}.$$

Скорость Δv_p скольжения одного ремня относительно другого (точнее, скорость, с которой поверхность *абвг* левого ремня обгоняет поверхность *а₁б₁в₁г₁* правого ремня) равна:

$$\Delta v_p = v_p \left[\frac{r + \delta}{r + 0,5\delta} - \frac{r + \delta + \delta_n}{r + 1,5\delta + \delta_n} \right]. \quad (183)$$

Расстояние Δs , на которое один ремень благодаря скольжению обгоняет другой, повернувшийся на угол α_1 , может быть определено по следующей формуле:

$$\Delta s = \alpha_1 \left[\frac{(r + \delta)(r + 1,5\delta + \delta_n)}{r + 0,5\delta} - r - \delta - \delta_n \right]. \quad (184)$$

Скольжение p_c ремня по ремню, выраженное в % %, определяется следующим образом:

$$p_c = \frac{\Delta v_p}{v_p} \cdot 100 = 100 \left[\frac{r + \delta}{r + 0,5\delta} - \frac{r + \delta + \delta_n}{r + 1,5\delta + \delta_n} \right]. \quad (185)$$

Если в формулы (183), (184) и (185) подставить $\delta_{\text{л}} = 0$, то получаем зависимость для расчета скольжения ремней друг по другу при отсутствии в ручье льна.

При всех прочих равных условиях скольжение ремней друг относительно друга тем больше, чем больше толщина ремня и чем меньше диаметр шкива и толщина слоя льна. Путь скольжения Δs увеличивается также с ростом угла α_1 .

В табл. 14 представлены опытные данные по скольжению ремней в теребильных аппаратах ЛТВ-4 и экспериментальной установке с увеличенными диаметрами шкива и ролика. Из этих данных видно, что увеличение диаметра шкива и ролика приводит к уменьшению скорости проскальзывания ремней.

Следует отметить, что наличие скольжения между ремнями является отрицательным фактором, так как возможно увеличение повреждения стеблей и износа ремней. Но теребильные аппараты с криволинейными ручьями устроены просто, и этим в основном объясняется их применение на льноуборочных машинах.

Выше указывалось, что скольжение ремня по ремню имеет место в криволинейных ручьях с двумя ведущими ремнями, а также в прямолинейных ручьях при зигзагообразном расположении роликов. Следует отметить, что при зигзагообразном расположении роликов ручей перестает быть прямолинейным в полном смысле этого слова, здесь также имеют место искривления, но они незначительны. Поэтому закономерности образования давления в ручье типа ЛТВ-4 (ЛК-4) будут в основном такие же, как в ручье с зигзагообразным расположением роликов независимо от того, будет это ручей теребильного аппарата или зажимного транспортера.

Закономерности образования давления в криволинейном ручье с двумя ведущими ремнями могут быть уяснены из рассмотрения фиг. 88, на которой представлена часть ручья. Если исходить из ранее установленных зависимостей (154) и (155) и схемы на фиг. 72, то очевидно, что в рассматриваемом ручье давление в зонах AB и EF устанавливается за счет натяжения ремня M , являющегося внешним по отношению к данным участкам ручья. Точно также давление в зоне CD устанавливается благодаря натяжению внешнего для данного участка ремня N . На прямолинейных же участках BC и DE давление распределяется; очевидно, по законам, близким к законам распределения давления в прямолинейных ручьях типа ЛТ-7. Таковы исходные соображения, положенные в основу теории образования давления в криволинейных ручьях с двумя ведущими ремнями. Более подробно это будет рассмотрено ниже.

Определим возникающие в криволинейном ручье за счет скольжения силы трения и натяжения ремней. Для этого рассмотрим сначала работу правого ремня (фиг. 87, б). Если взять какой-либо элемент правого ремня (на схеме заштрихован), то

на него действуют сила натяжения S_{Π} , направленная вверх, и натяжение $S_{\Pi} + dS_{\Pi}$, направленное вниз, нормальная реакция поверхности левого ремня dN_{Π} , сила трения $f_0 dN_{\Pi}$ и сопротивление стеблей выдергиванию. Сила сопротивления стеблей выдергиванию, если принять ее одинаковой на всем участке ручья, равна $\frac{Q_1}{2\alpha_1} d\alpha$, где Q_1 — сопротивление стеблей, приходящееся на оба ремня в зоне KL (определяется по формуле 201), α_1 — угол KOL . Сила трения $f_0 dN_{\Pi}$ направлена по движению правого ремня, у которого поверхность движется медленнее (чем у левого ремня), чем и обуславливается появление трения (f_0 — коэффициент трения резины по льну).

Таблица 14

Проскальзывание ремня по ремню в теребильных аппаратах

Марка машины	Толщина ремня (мм)	Скорость теребильных ремней v_p м/с	Диаметр теребильного шкива (мм)	Диаметр теребильного ролика (мм)	Скорости скольжения ремня по ремню в зоне				Путь скольжения ремня по ремню, мм	
					шкива (KL)		ролика (RT)		в зоне шкива (KL)	в зоне ролика (RT)
					в м/с	в % к v_p	в м/с	в % к v_p		
ЛТВ-4	10	3,20	205	95	0,34	10,6	0,73	22,8	15	8
Экспериментальная установка	10	3,03	240	110	0,25	8,3	0,47	15,5	15	4

Составим сумму проекций сил на оси X и Y . При этом учтем, что $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, а $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$:

$$\Sigma X = dN_{\Pi} - (S_{\Pi} + dS_{\Pi}) \frac{d\alpha}{2} - S_{\Pi} \frac{d\alpha}{2} = 0;$$

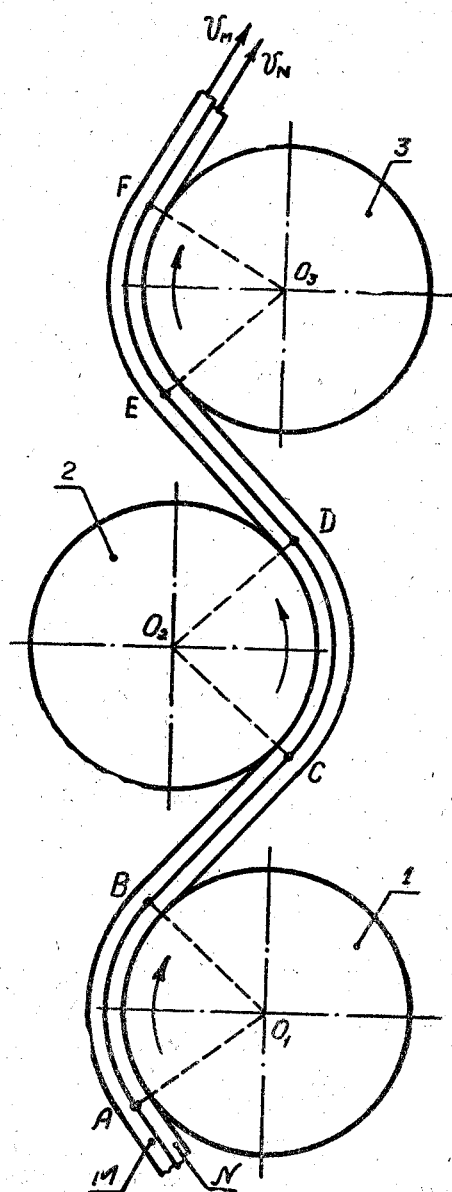
$$\Sigma Y = S_{\Pi} - S_{\Pi} - dS_{\Pi} + f_0 dN_{\Pi} - \frac{Q_1}{2\alpha_1} d\alpha = 0.$$

Отсюда находим:

$$\begin{aligned} dN_{\Pi} &= S_{\Pi} d\alpha; \\ \frac{dS_{\Pi}}{d\alpha} - f_0 S_{\Pi} + \frac{Q_1}{2\alpha_1} &= 0. \end{aligned} \quad (186)$$

Интегрируя уравнение (186) и принимая во внимание, что при изменении угла α от 0 до α величина силы S_{Π} изменяется от $S_{оп}$ до S_{Π} (здесь $S_{\Pi} < S_{оп}$), находим:

$$S_{\Pi} = S_{оп} e^{-f_0 \alpha} + \frac{Q_1}{2f_0 \alpha_1} (1 - e^{-f_0 \alpha}). \quad (187)$$



Фиг. 88. Часть криволинейного ручья зажимного устройства:
 M и N — ремни, 1, 2 и 3 — ролики.

Эта формула, выведенная для правого ремня в зоне KL , справедлива для расчета внешних ремней на всех криволинейных участках ручьев с обоими ведущими ремнями, если угол α отсчитывать от радиуса, соединяющего центр шкива (или ролика) с той точкой ремня, где его натяжение наибольшее. Из этой формулы при $Q_1 = 0$ получается формула Эйлера (154).

Если трение в теребильном ручье отсутствует, то интегрируя равенство (186) при $f_0 \neq 0$, находим:

$$S_{\Pi} = S_{\text{оп}} - \frac{Q_1 \alpha}{2\alpha_1}. \quad (188)$$

Рассмотрим теперь работу левого ремня (фиг. 87, в). Если взять какой-либо элемент левого ремня (на схеме заштрихован), то на него действуют сила натяжения $S_{\text{л}}$, направленная вниз, сила натяжения $S_{\text{л}} + dS_{\text{л}}$, направленная вверх, реакция поверхности шкива $dN_{\text{л}}$, реакция поверхности шкива $dN'_{\text{л}}$, сила трения $f_0 dN'_{\text{л}}$ и сопротивление стеблей выдергиванию, которое, если принять его одинаковым на всем участке ручья, равно $\frac{Q_1}{2\alpha_1} d\alpha$, где α_1 — угол KOL . Сила трения $f_0 dN'_{\text{л}}$ направлена против движения левого ремня, у которого поверхность движется быстрее, чем и обуславливается появление трения.

Составив сумму проекций сил на оси X и Y с учетом того, что $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, а $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$.

$$\Sigma X = dN_{\text{л}} - (S_{\text{л}} + dS_{\text{л}}) \frac{d\alpha}{2} - S_{\text{л}} \frac{d\alpha}{2} - dN'_{\text{л}} = 0;$$

$$\Sigma y = S_{\text{л}} + dS_{\text{л}} - S_{\text{л}} - f_0 dN'_{\text{л}} - \frac{Q_1}{2\alpha_1} d\alpha = 0;$$

находим (учитывая, что $dN'_{\text{л}} = dN_{\text{л}} = S_{\text{л}} d\alpha$):

$$\frac{dS_{\text{л}}}{d\alpha} - \left(f_0 S_{\text{оп}} - \frac{Q_1}{2\alpha_1} \right) e^{-f_0 \alpha} - \frac{Q_1}{\alpha_1} = 0. \quad (189)$$

Интегрируя это уравнение и принимая во внимание, что при изменении α от 0 до α $S_{\text{л}}$ меняется от $S_{\text{оп}}$ до $S_{\text{л}}$ (здесь $S_{\text{л}} > S_{\text{оп}}$), находим:

$$S_{\text{л}} = S_{\text{оп}} + \left(S_{\text{оп}} - \frac{Q_1}{2f_0 \alpha_1} \right) \left(1 - e^{-f_0 \alpha} \right) + \frac{Q_1}{\alpha_1} \alpha. \quad (190)$$

Формула (190), выведенная для левого ремня в зоне KL , справедлива для расчета внутренних ремней на всех криволинейных участках ручьев с обоими ведущими ремнями, если угол α отсчитывать от радиуса, соединяющего центр шкива (или ролика) с той точкой ремня, где его натяжение меньше. Из этой формулы при $Q_1 = 0$ получаем:

$$S_{\text{л}} = S_{\text{оп}} + S_{\text{оп}} (1 - e^{-f_0 \alpha}). \quad (191)$$

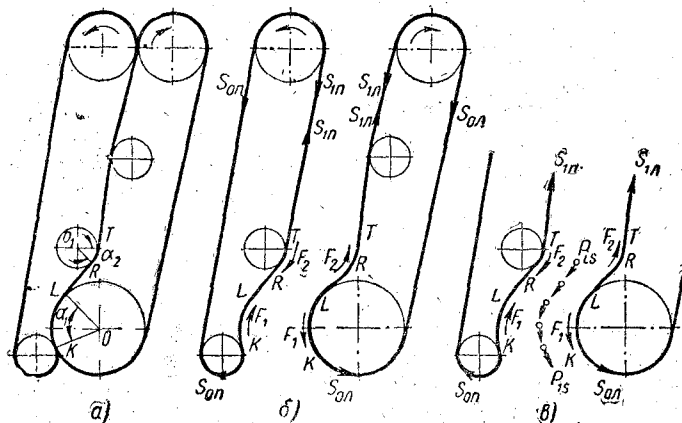
Если же трение в теребильном ручье отсутствует, то интегрируя равенство (189) при $f_0 = 0$, находим:

$$S_{\text{л}} = S_{0\text{л}} + \frac{Q_1 \alpha}{2\alpha_1}. \quad (192)$$

На участке KL натяжение левого ремня изменится на величину $S_{\text{л}} - S_{0\text{л}} = \left(S_{0\text{п}} - \frac{Q_1}{2f_0\alpha_1} \right) (1 - e^{-f_0\alpha_1}) + Q_1$. Натяжение правого ремня на этом участке изменится на величину $S_{0\text{п}} - S_{\text{п}} = \left(S_{0\text{п}} - \frac{Q_1}{2f_0\alpha_1} \right) (1 - e^{-f_0\alpha_1})$.

Воспользуемся полученными данными для определения сил натяжения ремней и давления между ними. Рассмотрим сначала холостой ход ручья (т. е. случай, когда льна в ручье нет). На фиг. 89, а и б представлены схемы ручьев типа ЛК-4 (ЛТВ-4, ТВ-4) и силы, действующие при холостом ходе ремней. В местах скольжения ремней друг по другу возникают силы трения, которые вызывают изменение натяжения ремней. У правого ремня сила натяжения ведомой ветви равна $S_{0\text{п}}$, в зоне KL сила трения F_1 подталкивает ремень, в зоне RT сила трения F_2 направлена против движения ремня. У левого ремня сила трения F_1 в зоне KL направлена против движения, а сила F_2 в зоне RT действует по направлению движения. Ввиду изложенного, давление в ручье в зоне RT образуется за счет натяжения левого ремня, а давление в зоне KL — за счет натяжения правого ремня. С учетом формул (154) и (155) в зоне TR давление q_2 будет равно:

$$q_2 = \frac{S_{1\text{л}}}{B_p (r_2 + \delta)} e^{f\alpha}, \quad (193)$$



Фиг. 89. Силы, действующие на теребильные ремни в ручье типа ЛК-4 (ЛТВ-4, ТВ-4):

а — схема ручья; б — силы, действующие при холостом ходе ремней; в — силы, действующие при тереблении льна.

здесь: r_2 — радиус ролика,

$S_{1л}$ — сила натяжения ведущей ветви ремня в верхней части,

α — угол, отсчитываемый от радиуса O_1T ; максимальное его значение равно α_2 ;

f — коэффициент трения резины по резине.

Сила F_2 равна:

$$F_2 = S_{1л} (e^{f\alpha_2} - 1). \quad (194)$$

В зоне LK имеем:

$$q_1 = \frac{S_{1л} - F_2}{B_p (r_1 + \delta)} e^{f\alpha}, \quad (195)$$

где q_1 — давление между ремнями в зоне LK ,

r_1 — радиус шкива,

α — угол, отсчитываемый от радиуса OL ; максимальное его значение равно α_1 .

Сила F_1 равна:

$$F_1 = (S_{1л} - F_2) \cdot (e^{f\alpha} - 1). \quad (196)$$

Исходя из теории ременной передачи, можно составить следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} S_{1л} + F_1 &= S_{оп} + F_2; \\ S_{1л} + F_2 &= S_{ол} + F_1; \\ S_{1л} + S_{оп} &= 2S_{нп}; \\ S_{1л} + S_{ол} &= 2S_{нл}, \end{aligned} \right\} \quad (197)$$

где $S_{оп}$ и $S_{ол}$ — силы натяжения ведомых ветвей правого и левого ремней,

$S_{нп}$ и $S_{нл}$ — силы начального натяжения правого и левого ремней.

Решением этих уравнений находим:

$$\left. \begin{aligned} S_{1л} &= \frac{S_{нп} (e^{f\alpha_1} - 1) + S_{нл} (e^{f\alpha_1} + 1)}{1 + e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)}}; \\ S_{1л} &= \frac{2S_{нп} + \frac{S_{нп} (e^{f\alpha_1} - 1) + S_{нл} (e^{f\alpha_1} + 1)}{1 + e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)}} e^{f\alpha_1} (e^{f\alpha_2} - 1)}{1 + e^{f\alpha_1}}; \\ F_2 &= \frac{S_{нп} (e^{f\alpha_1} - 1) + S_{нл} (e^{f\alpha_1} + 1)}{1 + e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)}} (e^{f\alpha_2} - 1); \\ F_1 &= [S_{нп} (1 + e^{f\alpha_2}) + S_{нл} (1 - e^{f\alpha_2})] \frac{e^{f\alpha_2} - 1}{1 + e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)}}. \end{aligned} \right\} \quad (198)$$

Если значения $S_{1л}$, $S_{1п}$ и F_2 подставить в (193) и (195), то, зная коэффициент трения и другие показатели, можно вычислить

давление в каждой точке криволинейных частей ручья при работе вхолостую.

При тереблении льна ремнями (фиг. 89, в) добавляются следующие факторы: а) за счет пропуска слоя льна толщиной $\delta_{\text{л}}$ начальные натяжения ремней увеличиваются дополнительно на $S_{\text{дл}}$ (для правого ремня) и $S_{\text{дл}}$ (для левого); б) ввиду сопротивления стеблей выдергиванию на теребящем участке ручья действуют составляющие $P_{1s}, P_{2s}, \dots, P_{1s}, \dots$ сил сопротивления, лежащие в плоскости ручья. Кроме этого, в связи с появлением слоя стеблей в криволинейных частях ручья отсутствует скольжение ремня по ремню, а имеет место скольжение ремня по стеблям или скольжение стеблей по стеблям.

Будем считать, что сопротивление стеблей выдергиванию передается поровну на левый и правый ремень. Число зажатых стеблей в зонах KL, LR и RT соответственно равно:

$$\left. \begin{aligned} i_{KL} &\cong Bi(KL) \mu \\ i_{LR} &\cong Bi(LR) \mu \\ i_{RT} &\cong Bi(RT) \mu \end{aligned} \right\} \quad (199)$$

Значения B и i приводятся на стр. 81, а μ — на стр. 94.

Выше указывалось, что длина участка для теребления стеблей правой половины зоны захвата ручья несколько отличается от длины участка для теребления стеблей левой половины этой зоны; указывалось также, что необходимый участок для теребления крайних стеблей не равен участку, на котором теребятся центральные стебли. Если через $s_{\text{рц}}$ обозначить длину участка для теребления центральных стеблей, а через $s_{\text{рк}}$ — длину участка, на котором производится теребление крайних стеблей (имеется в виду наибольшее из значений длин участков для левой и правой половин зоны захвата ручья), то в случае, когда $s_{\text{рк}} > s_{\text{рц}}$ все стебли, зажатые в ручье на длине $s_{\text{рц}}$, сопротивляются выдергиванию, а на участке $s_{\text{рк}} - s_{\text{рц}}$ количество стеблей, сопротивляющихся тереблению, постепенно уменьшается и в конце участка $s_{\text{рк}}$ уже ни один из зажатых стеблей не будет сопротивляться выдергиванию. Как видно из фиг. 68 и 69, в пределах от $\mu = 0,4$ до $\mu = 2,5$ для теребильных ручьев, ширина которых не превышает 380 мм, разница $s_{\text{рк}} - s_{\text{рц}}$ мала. Учитывая это, а также в целях упрощения будем считать, что сопротивляются выдергиванию стебли, зажатые в ручье на некотором участке длиной $(s_p)_{\text{ср}}$, составляющем нечто среднее между $s_{\text{рк}}$ и $s_{\text{рц}}$.

С учетом изложенного число стеблей на теребящем участке ручья i_0 можно определить по следующей формуле [42]:

$$i_0 \cong Bi(s_p)_{\text{ср}} \mu, \quad (200)$$

где

$$(s_p)_{\text{ср}} = \frac{1}{2} (s_{\text{рк}} + s_{\text{рц}}). \quad (200')$$

Результирующая сила $P_{1s}, P_{2s}, \dots, P_{is}$ на участке KL равна:

$$Q_{KL} = \sum_{i=1}^{i_{KL}} P_{is}. \quad (201)$$

Если стебли участков LR и RT также сопротивляются выдергиванию, то результирующие этих сил сопротивления Q_{LR} и Q_{RT} равны:

$$\left. \begin{aligned} Q_{LR} &= \sum_{i=i_{KL}}^{i_{LR}} P_{is}; \\ Q_{RT} &= \sum_{i=i_{LR}}^{i_0} P_{is}. \end{aligned} \right\} \quad (201^1)$$

Для того, чтобы узнать какие участки ручья загружены работой тербления, надо подсчитать числа стеблей i_0, i_{KL}, i_{LR} и i_{RT} ; после этого легко установить, загружены ли участки LR и RT работой тербления.

Наблюдения за работой льнотеребилки показали, что в зоне RT стебли, как правило, только транспортируются. Лишь при уборке полегло льна участок RT загружен работой тербления. Кроме того, этот участок весьма мал по сравнению с остальными. В дальнейшем будем исходить из того, что только на первых двух участках (KL и LR) имеет место сопротивление стеблей выдергиванию; при практических же расчетах необходимо сначала установить, где кончается теребящий участок, а затем уточнить значения Q_{KL} и Q_{LR} . Например, может оказаться, что s_p заканчивается на участке KL , тогда $Q_{LR} = 0$, а $Q_{KL} = \sum_{i=1}^{i_0} P_{is}$.

Если же в результате таких расчетов будет установлено, что тербление имеет место в зоне RT , то ввиду его малости (при существующей конструкции, когда применяется ролик малого диаметра) им вполне можно пренебречь.

С учетом изложенного можно составить следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} S_{1п} + F_1 &= S_{оп} + F_2 + \frac{Q_1 + Q_2}{2}; \\ S_{1л} + F_2 &= S_{ол} + F_1 + \frac{Q_1 + Q_2}{2}; \\ S_{1п} + S_{оп} &= 2(S_{нп} + S_{дп}); \\ S_{1л} + S_{ол} &= 2(S_{нл} + S_{дл}), \end{aligned} \right\} \quad (202)$$

где $S_{дп}$ и $S_{дл}$ — дополнительные натяжения ремней, возникающие впоследствии пропуска льна через ручей;

$$Q_1 = Q_{KL}; Q_2 = Q_{LR}.$$

В случае, когда лен только транспортируется на участке RT , F_2 определяется по формуле (194) при $f = f_0$.

Для нахождения F_1 составим на основе формулы (187) следующее равенство:

$$S_{1n} - F_2 - \frac{Q_2}{2} = \left(S_{1n} - F_2 - \frac{Q_2}{2} + F_1 - \frac{Q_1}{2} \right) e^{-f_0 \alpha_1} - \frac{Q_1}{2f_0 \alpha_1} e^{-f_0 \alpha_1} +$$

$$+ \frac{Q_1}{2f_0 \alpha_1},$$

откуда

$$F_1 = \left(S_{1n} - F_2 - \frac{Q_2}{2} \right) (e^{f_0 \alpha_1} - 1) - \frac{Q_1}{2f_0 \alpha_1} (e^{f_0 \alpha_1} - f_0 \alpha_1 - 1), \quad (203)$$

Решением уравнений (202) и (203) находим:

$$\frac{(S_{nn} + S_{дн}) (e^{f_0 \alpha_1} - 1) + (S_{нл} + S_{дл}) (e^{f_0 \alpha_1} + 1) + \frac{Q_1}{2} (e^{f_0 \alpha_1} -$$

$$- \frac{e^{f_0 \alpha_1}}{f_0 \alpha_1} + \frac{1}{f_0 \alpha_1} + 1) + \frac{Q_2}{2}}{1 + e^{f_0 (\alpha_1 + \alpha_2)}}; \quad (204)$$

$$S_{1n} = \frac{1}{1 + e^{f_0 \alpha_1}} \left\{ 2(S_{nn} + S_{дн}) + \frac{(S_{nn} + S_{дн}) (e^{f_0 \alpha_1} - 1) + (S_{нл} + S_{дл}) (e^{f_0 \alpha_1} + 1)}{1 + e^{f_0 (\alpha_1 + \alpha_2)}} \right.$$

$$+ \frac{Q_1}{2f_0 \alpha_1} \left[\frac{e^{f_0 \alpha_1} (f_0 \alpha_1 e^{f_0 \alpha_1} - e^{f_0 \alpha_1} + f_0 \alpha_1 + 1) (e^{f_0 \alpha_2} - 1)}{1 + e^{f_0 (\alpha_1 + \alpha_2)}} + \right.$$

$$\left. \left. + e^{f_0 \alpha_1} - 1 \right] + \frac{Q_1}{2} \frac{(e^{f_0 \alpha_1} + 1) e^{f_0 (\alpha_1 + \alpha_2)}}{1 + e^{f_0 (\alpha_1 + \alpha_2)}} \right\}. \quad (205)$$

Давление q_2 в зоне TR определяется по следующей формуле:

$$q_2 = \frac{S_{1л}}{B_p (r_2 + \delta + \delta_n)} e^{f_0 \alpha}, \quad (206)$$

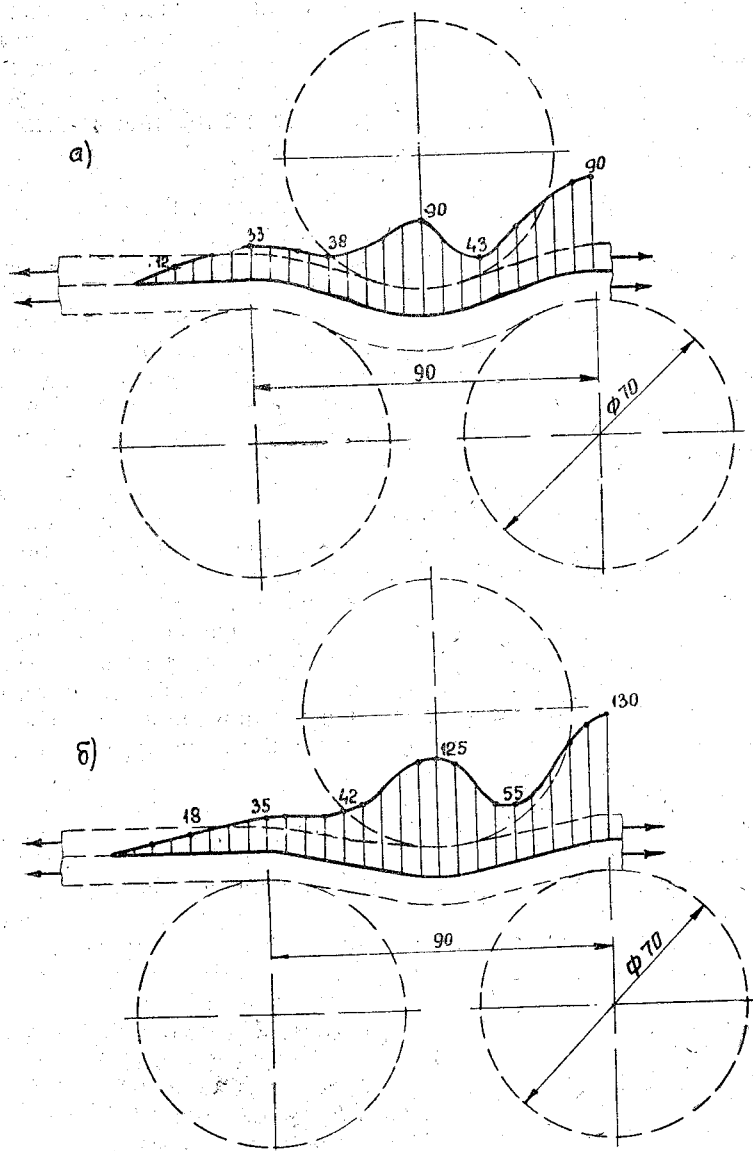
где, как уже указывалось, угол α отсчитывается от радиуса O_1T .

В зоне LK давление q_1 равно:

$$q_1 = \frac{1}{B_p (r_1 + \delta + \delta_n)} \left[S_{он} e^{-f_0 \alpha} + \frac{Q_1}{2f_0 \alpha_1} (1 - e^{-f_0 \alpha}) \right]. \quad (207)$$

Угол α здесь отсчитывается от радиуса OK , а $S_{он}$ определяется из (202) и (205).

Для определения давления в прямолинейной части (LR) криволинейного ручья рассмотрим сначала опытные данные, полученные на той же экспериментальной установке, на которой исследовалось давление в прямолинейном ручье (фиг. 83). Для получения криволинейного ручья в этой установке ролики одной полусекции сдвигались относительно другой. Полученные зависимости представлены на фиг. 90, а осциллограммы давлений — на фиг. 85, 6.



Фиг. 90. Опытные эпюры давлений в Н/см в зигзагообразном ручье при жесткости ремней $EI = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$:

а — угол обхвата роликов ремнями — 28° , натяжение ремней 400 Н; б — угол обхвата роликов ремнями — 15° , натяжение ремней 800 Н.

Анализ полученных кривых показывает, что давление в криволинейном ручье зависит от направления движения ремней, которое влияет на их натяжение. На фиг. 90, а и б представлены средние данные по движению в одну и другую сторону. Эти кривые подтверждают, что с увеличением натяжения ремней увеличивается и давление в ручье. Дополнительный анализ этих кривых приводится ниже при исследовании давления в зажимном транспорте с зигзагообразным ручьем (стр. 190).

Кривые давления, представленные на фиг. 90, а и б, показывают, что на прямолинейных участках криволинейных ручьев давление падает по кривой, близкой к косинусоиде, т. е. в основном также, как в прямолинейном ручье. Учитывая это, можно считать, что давление в прямолинейной части LR теребивного ручья устанавливается по той же закономерности, как и в прямолинейном ручье, т. е. от точки L (фиг. 89) вверх и точки R вниз давления убывают и обращаются в нуль на расстоянии a , определяемом по формуле (176) при меньшей из сил натяжения ремней.

Наличие давления в прямолинейной части криволинейного ручья объясняется деформацией поверхностного слоя резины, из-за чего ремни прижимаются друг к другу и на прямолинейных участках. Ввиду этого на границах зон LK и RT (т. е. вблизи точек L , R и T) фактическое давление будет меньше, чем по формулам (193), (195), (206) и (207), вытекающим из равенства (155), справедливого для случая, когда ремень создает давление только по дуге обхвата (фиг. 72) без наличия прямолинейных участков. Но это уменьшение незначительно, если длина s дуги обхвата намного больше расстояния a на прямолинейном участке, и может не быть учтено. Если же длина дуги обхвата сравнительно мала ($2a \leq s \leq 5a$), то, учитывая результаты расчетов и опытных исследований, можно с известным приближением считать, что уменьшение давления на границах участков LK и RT имеет место по длине дуги, равной a , например, по дуге $L'L$ (или $T'T$, $R'R$ на фиг. 91); при этом расчетные давления по формулам (193), (195), (206) и (207) справедливы лишь до точек L' , R' , T' ; далее давления убывают по плавной кривой, близкой к косинусоиде, и обращаются в нуль на расстоянии a от пограничной точки (R или T) дуги или $2a$ от точки L' (R' , T'). Каждая такая кривая строится исходя из того, что грузовая площадь эпюры давлений, расположенная на участке LL'' (RR'' или TT''), приближенно равна фигуре $l'ul''$ ($r'rr''$ или $t'tt''$), на которую уменьшилась площадь под эпюрой давлений на криволинейном участке.

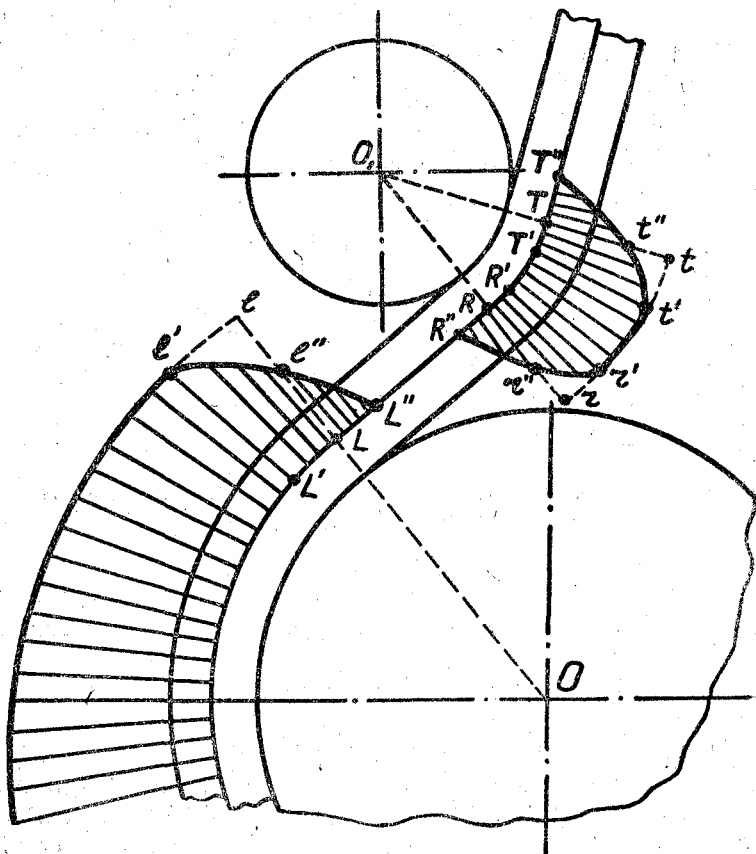
Распределение давлений по дуге s при ее длине меньше $2a$ рассматривается на стр. 189—191.

Формулы (193), (195), (206) и (207) выражают лишь давления за счет нормальных составляющих сил N (фиг. 87, а). Кроме этого, в зонах LK и TR действуют еще силы трения F ,

и на стебли льна ремни будут давить по направлению силы R под углом трения φ . Ввиду этого полные (суммарные) давления q_{1c} и q_{2c} в зонах LK и TR будут равны:

$$\left. \begin{aligned} q_{1c} &= \frac{q_1}{\cos \varphi}; \\ q_{2c} &= \frac{q_2}{\cos \varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (208)$$

В общем виде выражения для Q_1 и Q_2 представлены формулами (201) и (201'). Точное определение этих величин, как уже

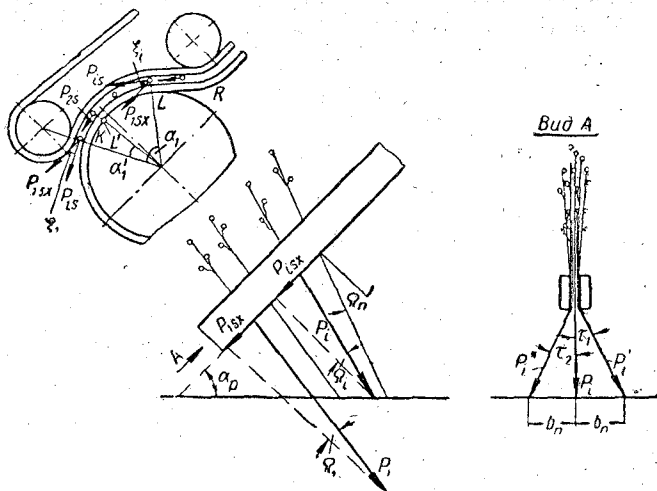


Фиг. 91. Распределение давления на границах криволинейных участков зажимных устройств.

указывалось, представляет большую трудность, так как они зависят от скоростного режима машины, условий закрепления корня в земле, влажности почвы, наклона стеблей и других факторов (т. е. в каждом конкретном случае они будут разные).

Общая схема сил, возникающих в ручье типа ЛК-4 (ЛТВ-4) при тереблении льна, из-за криволинейности ручья более сложна, чем в ручье типа ЛТ-7. В данном случае величина сил P_{1s} , P_{2s} , ..., P_{is} , преодолеваемых теребильными ремнями при работе (фиг. 92), зависит от углов ξ_1 , ξ_2 , ..., ξ_i , ..., между линией действия этих сил и продольной плоскостью. Составляющие P_{isx} сил сопротивления тереблению стеблей равны:

$$P_{isx} = P_i \sin \Omega_i.$$



Фиг. 92. Наклон стеблей льна и силы, действующие в криволинейном аппарате при их тереблении.

Для стеблей, корни которых удалены от продольной плоскости, проходящей через начало ручья K , на расстояние b_n (фиг. 92)

$$P_{isx} = P_i \sin \Omega_i \cos \tau_1$$

или

$$P_{isx} = P_i \sin \Omega_i \cos \tau_2.$$

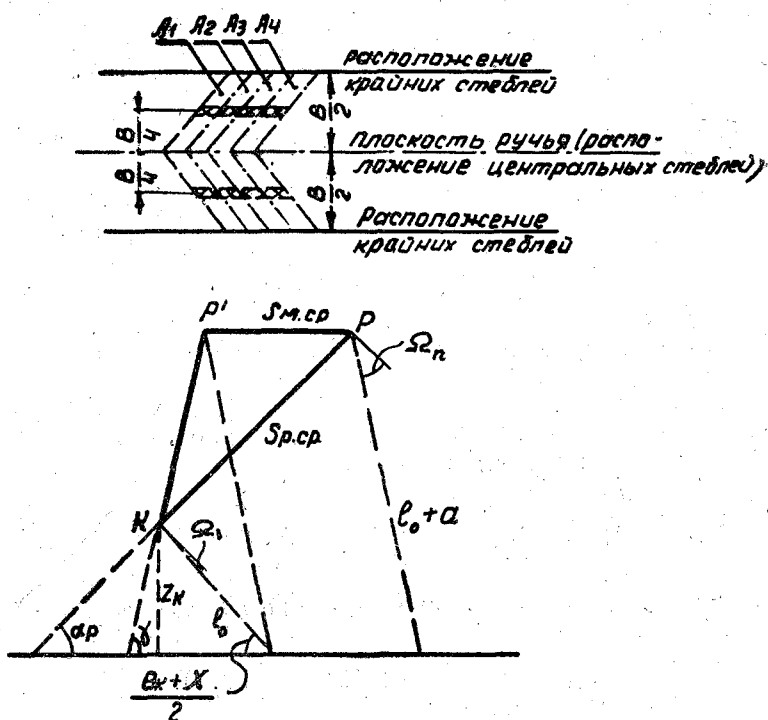
Для упрощения явления будем считать, что $\cos \tau_1 \rightarrow 1$, $\cos \tau_2 \rightarrow 1$; $P_{1sx} = P_{1s}$, ..., $P_{isx} = P_{is}$; будем также считать, что $P_1 = P_2 = \dots = P_i = P$. Для определения зависимости угла Ω_i от параметров аппарата обратимся к фиг. 93, на которой представлено расположение стеблей, подвергающихся одновременному тереблению (площадки A_1 , A_2 , A_3 , ...). Из них центральные стебли в момент захвата ремнями (точка K) наклонены к земле под углом χ (см. стр. 99), а крайние стебли — под углом Θ_k . У остальных стеблей в момент захвата их ремнями угол наклона принимает промежуточные значения между Θ_k и χ . Решение

этой задачи подобно методу, предложенному М. Н. Летош-
невым [42], проведем, считая, что вытеребливаемые стебли распо-
ложены справа и слева от плоскости ручья на расстоянии $\frac{B}{4}$
(фиг. 93). Такие стебли в момент захвата ремнями будут наклоне-
ны под углом $\sim \frac{\theta_k + \chi}{2}$. Для их теребления нужен теребя-
щий участок длиной $(s_p)_{cp}$ (см. формулу 200¹). У таких стеблей
угол Ω_1 равен:

$$\Omega_1 \cong \alpha_p + \frac{\theta_k + \chi}{2} - \frac{\pi}{2},$$

а угол Ω_n (в точке P , где кончается теребление льна) равен:

$$\Omega_n \cong \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{\frac{z_k}{\operatorname{tg} \alpha_p} + l_0 \cos \frac{\theta_k + \chi}{2} + (s_p)_{cp} \mu}{\frac{\sqrt{16z_k^2 + B^2}}{4 \sin \frac{\theta_k + \chi}{2}} + a}.$$



Фиг. 93. Схемы к определению положения стеблей льна в про-
цессе теребления.

При тереблении льна стебли обычно наклоняются вперед, и угол Ω_i колеблется в пределах от $-\frac{\pi}{4}$ до $+\frac{\pi}{4}$. С учетом теребления полеглого льна наиболее вероятные значения угла Ω_i могут быть от $-\frac{\pi}{2}$ до $+\frac{\pi}{2}$. В пределах от $-0,45\pi$ до $+0,45\pi$ можно считать, что $\sin \Omega_i$ изменяется от $\sin \Omega_1$ до $\sin \Omega_n$ пропорционально увеличению числа вытеребливаемых стеблей i_x , которое равно:

$$i_x = i_0 \frac{s_x}{(s_p)_{cp}},$$

где s_x — расстояние по длине ручья от точки K , а i_0 — число стеблей на теребящем участке.

В таком случае

$$\sin \Omega_i = \sin \Omega_1 + \frac{i_x - 1}{i_0 - 1} (\sin \Omega_n - \sin \Omega_1),$$

$$\begin{aligned} \text{а } Q_1 = Q_{KL} = \sum_{i=1}^{i_{KL}} P_i \sin \Omega_i = P \left\{ \sin \Omega_1 + \left[\sin \Omega_1 + \frac{\sin \Omega_n - \sin \Omega_1}{i_0 - 1} \right] + \right. \\ \left. + \dots + \left[\sin \Omega_1 + \frac{i_{KL} - 1}{i_0 - 1} (\sin \Omega_n - \sin \Omega_1) \right] \right\}, \end{aligned}$$

т. е. это будет числовой ряд.

Имея в виду, что $KL \cong (r_1 + \delta) \alpha_1$, то с учетом равенств (199) имеем:

$$Q_1 = BiP (r_1 + \delta) \mu \alpha_1 \left[\sin \Omega_1 + \frac{Bi (r_1 + \delta) \mu \alpha_1 - 1}{Bi (s_p)_{cp} \mu - 1} \cdot \frac{\sin \Omega_n - \sin \Omega_1}{2} \right] \quad (209)$$

По этой формуле может быть определено не только Q_1 для всего участка KL ручья, но и значение силы Q_1 на любой меньшей длине участка, например, KL_1 (фиг. 92), если вместо α_1 поставить соответствующее значение угла, например, α'_1 .

Точно также находим:

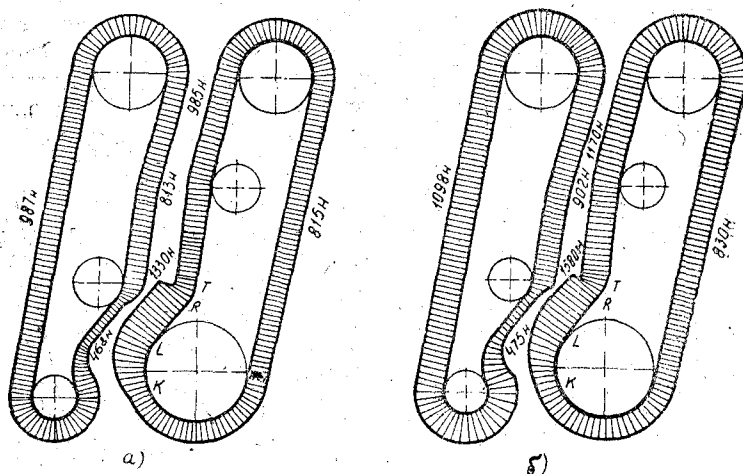
$$Q_2 = Q_{KL} = \sum_{i=i_{KL}}^{i_0} P_i \sin \Omega_i \cong \frac{BiP (s_p)_{cp} \mu}{2} (\sin \Omega_n + \sin \Omega_1) - Q_1, \quad (210)$$

Если теребление льна кончается в зоне KL , т. е. если $s_p \leq KL$, то

$$Q_1 \cong \frac{BiP (s_p)_{cp} \mu}{2} (\sin \Omega_n + \sin \Omega_1). \quad (210')$$

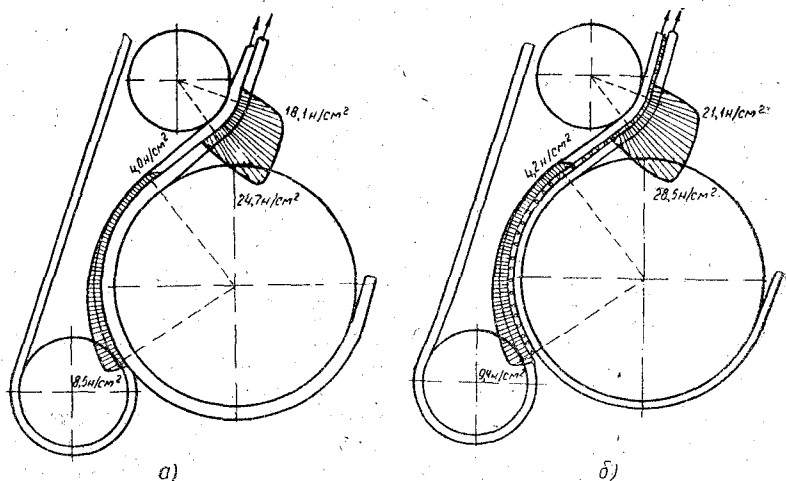
В качестве примеров на фиг. 94 и 95 представлены эпюры натяжений ремней и давлений в ручьях теребильных аппаратов ти-

на ЛК-4 на рабочем и холостом ходу при $S_{нп} = S_{нл} = 900$ Н, $S_{нп} + S_{дп} = S_{нл} + S_{дл} = 1000$ Н, $Q_1 = 120$ Н, $Q_2 = 30$ Н, $\alpha_1 = 86^\circ$, $\alpha_2 = 35^\circ$, $f = f_0 = 0,5$; сопротивление стеблей выдергиванию прекращается в начале участка LR.



Фиг. 94. Эпюры сил натяжения ремней типа ЛК-4:

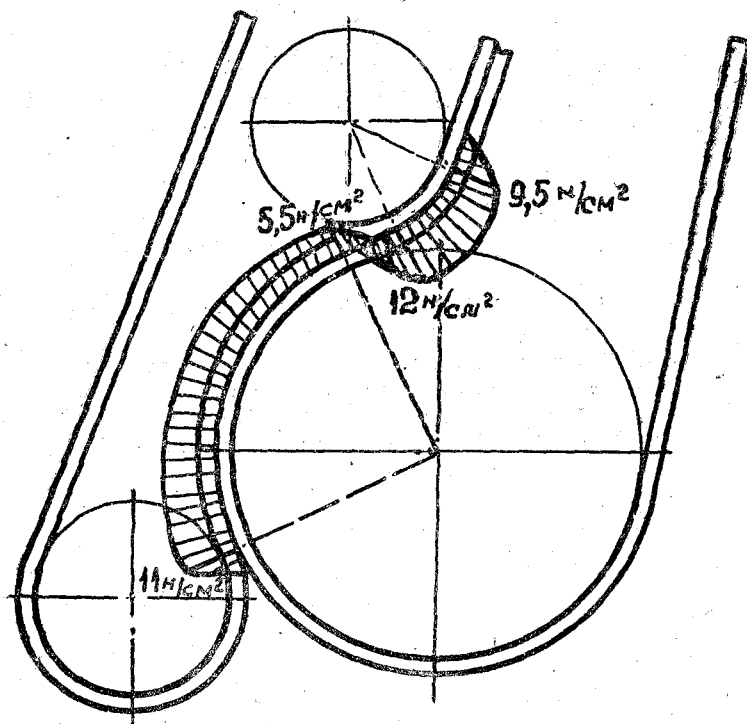
а) при вращении вхолостую, б) при тереблении льна. $S_{нп} = S_{нл} = 900$ Н (90 кгс); $S_{нп} + S_{дп} = S_{нл} + S_{дл} = 1000$ Н (100 кгс); $Q_1 = 120$ Н (12 кгс); $Q_2 = 30$ Н (3 кгс); $\alpha_1 = 86^\circ$; $\alpha_2 = 35^\circ$; $f_0 = f = 0,5$.



Фиг. 95. Эпюры давлений в ремне типа ЛК-4:

а) при вращении ремней вхолостую, б) при тереблении льна. $S_{нп} = S_{нл} = 900$ Н (90 кгс); $S_{нп} + S_{дп} = S_{нл} + S_{дл} = 1000$ Н (100 кгс); $Q_1 = 120$ Н (12 кгс); $Q_2 = 30$ Н (3 кгс); $\alpha_1 = 86^\circ$; $r_1 = 12$ см; $\delta = 1$ см; $\delta_{л} = 0,1$ см; $\alpha_2 = 35^\circ$; $r_2 = 5$ см; $f_0 = 0,5$.

Из сравнения графиков видно, что большой разницы между нагрузкой ремней при работе вхолостую и нагрузкой при тереблении льна нет. Как в одном случае, так и в другом наибольшее натяжение имеет место у левого ремня в зоне LR ; в этой же зоне у правого ремня натяжение весьма мало. Наибольшее давление в ручье имеет место в зоне RT , где, как правило, стебли лишь транспортируются. В то же время в основной зоне теребления KL давление сравнительно невелико, и оно возрастает с увеличением нагрузки Q . На прямолинейном участке LR возможно наличие зоны, где давление между ремнями равно нулю.

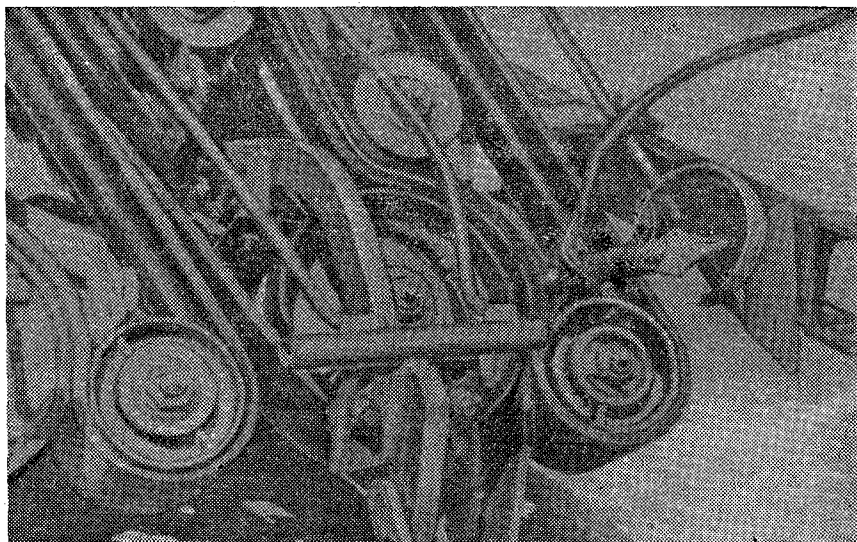


Фиг. 96. Уменьшение давления в ручье в зоне теребильного ролика при уменьшенном натяжении левого ремня:

$S_{нл} = 1000 \text{ Н (100 кгс)}$; $S_{нп} = 400 \text{ Н (40 кгс)}$; $\alpha_1 = 88^\circ$; $r_1 = 10,5 \text{ см}$;
 $\delta = 1 \text{ см}$; $\alpha_2 = 35^\circ$; $r_2 = 5 \text{ см}$; $f = 0,5$.

Анализ представленных графиков показывает, что этот тип теребильного ручья (в отличие от типа ТЛН-1,5) имеет следующие недостатки: при одинаковом начальном натяжении обоих ремней мало давление в средней части зоны LR и слишком велико давление на участке RT , где почти нет теребления льна (из-за чего возможно большое расплющивание стеблей). В связи с этим представляет интерес рассмотреть пути уменьшения давления на участке RT .

Из формул (193) и (195) видно, что уменьшение давления в ручье на участке RT может быть достигнуто некоторым уменьшением натяжения ремней и увеличением параметров B_p и r_2 . Уменьшение давления на участке RT достигается также уменьшением натяжения ремня, охватывающего нижний шкив ручья и



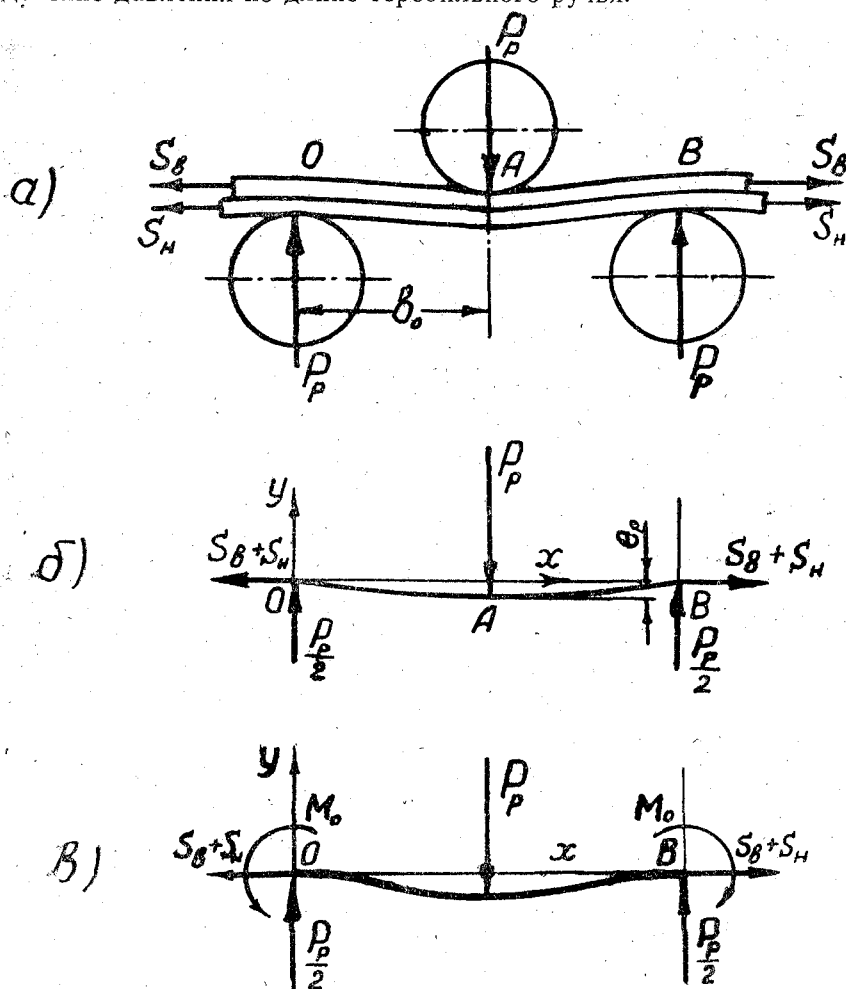
Фиг. 97. Вид теревильного ручья ЛТВ-4 с вложенным в нем гибким датчиком для определения давления (вариант с наклеенным на пружинную трубку датчиком сопротивления).

создающего давление на теревильный ролик, т. е. левого ремня у ручья правоберущего аппарата (фиг. 89) или правого ремня у ручья левоберущего аппарата (ЛТВ-4). Необходимое соотношение между натяжениями обоих ремней зависит от радиусов шкивов и роликов, толщины ремней, коэффициента трения и углов α_1 и α_2 охвата шкива и ролика ремнями.

Расчеты показывают, что для получения одинаковых давлений на участках KL и RT теревильных аппаратов типа ЛК-4 и ЛТВ-4 силы натяжения ремней, охватывающих нижние шкивы, должны составить 40—60% от сил натяжения ремней, охватывающих нижний ролик. Диаграмма давлений в ручье типа ЛТВ-4 при соотношении между натяжениями ремней 1 : 2,5 представлена на фиг. 96.

Кроме теоретического исследования проведено экспериментальное исследование давления в ручье льнотеребилки ЛТВ-4 с помощью гибкого датчика с наклеенным на трубку датчиком сопротивления (фиг. 97) и осциллографом, а также с помощью

гибкого датчика, оборудованного стрелкой и шкалой. Осциллограмма давлений в ручье ЛТВ-4, приведенная на фиг. 85, в, подтверждает, что при меньшем натяжении правого ремня, охватывающего нижний шкив, можно получить более выгодное распределение давления по длине теребильного ручья.

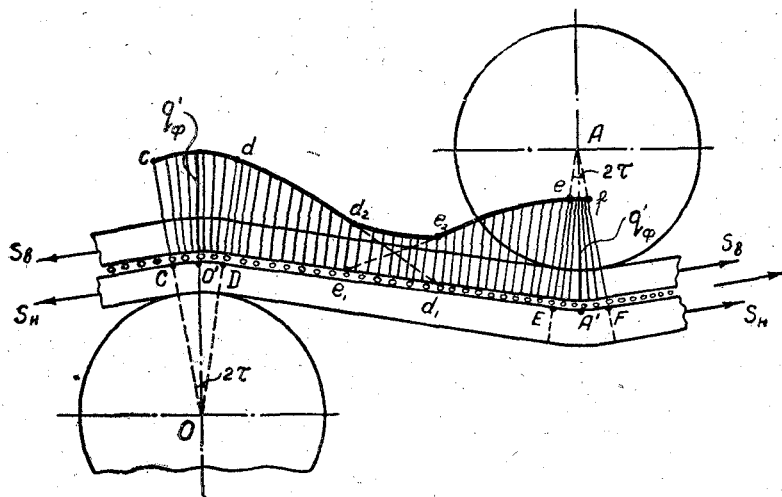


Фиг. 98. Силы, действующие на ремни в зигзагообразном ручье.

Рассмотрим теперь особенности образования давления в ручье с зигзагообразным расположением роликов (фиг. 98 и 99), отличающемся от криволинейного ручья с двумя ведущими ремнями тем, что длина дуги s и угол обхвата роликов сравнительно малы (об этом выше уже говорилось). На фиг. 98 представлен участок ручья из трех роликов, причем на верхний и нижний

ремни действуют силы давления роликов P_p . Под действием этих сил и натяжений S_v и S_n верхнего и нижнего ремней ручей примет несколько изогнутую форму (по схеме на этой фигуре), и каждый ролик обтянется ремнем на какой-то угол 2τ (фиг. 99).

В соответствии с ранее изложенными данными следует считать, что давление на участке CD (фиг. 99) образуется за счет натяжения верхнего (т. е. внешнего) ремня, а на участке EF — благодаря натяжению нижнего ремня. Однако ввиду того, что соприкасающиеся ремни сжимаются и на прямолинейных участках, и их сжатие (а следовательно и давление) распространяется на этих участках на длину, определяемую по формуле (176), фактическое давление на криволинейном участке будет меньше, чем по формуле (155).



Фиг. 99. Схема к определению давления в зигзагообразном ручье.

Учитывая проведенный выше анализ и результаты экспериментов, можно с известным приближением считать, что в ручье с зигзагообразным расположением роликов, когда дуга обхвата s меньше $2a$, давление против каждого ролика устанавливается по кривой, близкой к косинусоиде, т. е. от средней точки дуги обхвата роликов (O' , A') давление убывает вправо и влево по косинусоиде, и обращается в нуль на расстоянии $\frac{s}{2} + a$; при этом в середине дуги обхвата (в точках O' и A') давление q'_{ϕ} приближенно равно (фиг. 99):

— против ролика O

$$q'_{\phi} \approx \frac{S_v \sin \tau}{B_p (0,32s + 0,64a)}, \quad (211)$$

— против ролика А

$$q_{\Phi} \approx \frac{S_H \sin \tau}{B_p (0,32s + 0,64a)}. \quad (211')$$

Формулы (211) и (211') получены исходя из того, что давление на каждом участке ручья создается за счет сил натяжения внешнего ремня, сумма проекций которых на вертикаль при условии равенства сил натяжений каждого из ремней справа и слева от ролика равна $2S_H \sin \tau$ для ролика О и $2S_H \sin \tau$ для ролика А. Допущение равенства сил натяжений справа и слева от ролика объясняется тем, что угол обхвата ролика 2τ весьма мал, ввиду чего сопротивление стеблей на этом участке представляет собой очень малую величину, а величина $e^{f2\tau} \rightarrow 1$.

В этом случае угол τ определяется из равенства

$$\sin \tau = \frac{P_p}{2(S_B + S_H)}. \quad (212)$$

Так определяется угол τ , если рассматривать ремень как гибкое тело. С учетом же некоторой жесткости ремня фактическое значение угла τ будет меньше, чем по (212). В этом случае, определяя угол τ по (212), получаем расчетное значение этого угла, необходимое для вычисления давлений по формулам (211) и (211') и построения эпюр давлений.

Если эпюры давлений в ручье от каждого ролика перекрывают друг друга, т. е. если, например, давление в зоне ролика О распространяется по кривой dd_1 , а давление в зоне ролика А — по кривой ee_1 , то суммарное давление установится по кривой dd_2ee_2e .

Представленная на фиг. 99 закономерность изменения давления в зигзагообразном ручье подтверждается опытными данными М. И. Шлыкова [84, стр. 139, рис. 86] и нашими опытными данными, представленными на фиг. 85, б и 90, а и б. Так из кривых на фиг. 90, а и б видно, что давление против осей роликов больше, чем на прямолинейных участках, что согласуется с теоретическими расчетами. Разные давления, полученные в наших опытах против осей роликов, объясняются влиянием сил трения, возникающих между ремнями на искривленных участках, а также жесткостью ремней и самого гибкого датчика. Жесткость гибкого датчика несколько ослабляет действие натянутого внешнего ремня на ручей.

Если известна стрела e_p прогиба ремней (фиг. 98), то угол 2τ обхвата каждого ролика ремнем приближенно равен (при $\tau \leq 10^\circ$) $2\tau \approx \text{ctg} \frac{e_p}{b_0}$, где b_0 — расстояние ОА между роликами.

Аналитическое определение стрелы прогиба для ремней, обладающих жесткостью, представляет большую трудность, так как имеющиеся расчетные формулы применимы лишь при небольших прогибах балок.

Для определения этой величины при небольших моментах и прогибах ремней составим дифференциальное уравнение упругой линии обоих ремней в системе координат XU на участке OA без учета их изгиба над опорой O (фиг. 98, а и б):

$$(E_B I_B + E_H I_H) \frac{d^2 y}{dx^2} \approx \frac{P_p}{2} x + (S_B + S_H) y, \quad (213)$$

где $E_B I_B$ и $E_H I_H$ — жесткости верхнего и нижнего ремней.

Решение этого уравнения методом вариации произвольных постоянных приводит при характеристическом уравнении

$$K^2 - \frac{S_B + S_H}{E_B I_B + E_H I_H} \approx 0 \text{ к следующей зависимости:}$$

$$y \approx \frac{P_p b_0^4 (S_B + S_H)}{2\kappa [3 (E_B I_B + E_H I_H) + (S_B + S_H) b_0^2]^2} \cdot \frac{e^{\kappa x} - e^{-\kappa x}}{e^{b_0 \kappa} + e^{-b_0 \kappa}} - \frac{P_p (3b_0^2 x - x^3)}{2 [6 (E_B I_B + E_H I_H) + (S_B + S_H) (3b_0^2 - x^2)]}. \quad (214)$$

Из (214) находим:

$$e_p \approx \frac{P_p b_0^3}{6 (E_B I_B + E_H I_H) + 2 (S_B + S_H) b_0^2} \left[1 - \frac{b_0 \kappa}{3 + b_0^2 \kappa^2} \cdot \frac{e^{b_0 \kappa} - e^{-b_0 \kappa}}{e^{b_0 \kappa} + e^{-b_0 \kappa}} \right]; \quad (214')$$

здесь
$$\kappa = \sqrt{\frac{S_B + S_H}{E_B I_B + E_H I_H}}.$$

Такой прогиб ремня получен для случая, когда ролики расположены в ручье на равном расстоянии друг от друга. При неравномерном расположении роликов ремни прогнутся на меньшую величину.

В зависимости от конструкции зажимного устройства угол 2τ может быть определен и непосредственно из построения, т. е. из чертежа.

При значительной жесткости ремней, влияющей на их изгиб в ручье, расчет давления против каждого ролика также производится в зависимости от натяжения внешнего ремня (в соответствии со схемами на фиг. 72 и 99) и также по формуле (155), но для этого случая радиус R кривизны ручья не зависит от размеров шкива или ролика в соответствующем месте ручья, а определяется с известным приближением из рассмотрения дифференциального уравнения упругой линии обоих ремней с учетом их изгиба над опорами (фиг. 98, в). Для этого случая канд. техн. наук Н. Н. Быковым [12] составлено дифференциальное уравнение:

$$(E_B I_B + E_H I_H) \frac{d^2 y}{dx^2} \approx \frac{P_p}{2} x + (S_B + S_H) y - M_0, \quad (215)$$

и дано его решение:

$$R = \frac{2(E_B I_B + E_H I_H)}{P_p \left(\frac{sh \kappa x}{\kappa} - \frac{2M_0}{P} ch \kappa x \right)}, \quad (215')$$

где M_0 — суммарный реактивный момент обоих ремней в опоре, $sh \kappa x$ и $ch \kappa x$ — синус и косинус гиперболические, а значение κ такое же, как в уравнениях (214) и (214').

Кроме давления от натяжения ремня определяется еще давление в ручье от нажима ролика на ремни [12].

Для дальнейшего уточнения расчета давления в зигзагообразном ручье, образованном жесткими ремнями, т. е. ремнями, имеющими значительную толщину и массу, следует учесть центробежные силы инерции ремней и стеблей аналогично тому, как это сделано для аппарата типа ТЛН-1,5 (формула 170).

Воспользуемся полученными данными для определения давления в ручьях и натяжения ремней зажимных транспортеров, принцип работы которых, как уже указывалось, аналогичен принципу работы теребильных ремней.

Из-за наличия на ремнях профильных выступов давление будем определять на единицу длины (на 1 пог. см) зоны зажима стеблей.

Если в ленточно-дисковом транспортере зажим осуществляется на участке AB (фиг. 100), а на участке A_1B_1 гребни очесывающего аппарата натягивают стебли по направлению сил P , то натяжение S_κ у выходной части ведущей ветви транспортера может быть выражено следующим образом:

$$S_\kappa = S_0 + Q_s, \quad (216)$$

где S_0 — натяжение ремня на начальном участке зоны зажима стеблей,

Q_s — равнодействующая составляющих P_x сил отрыва головок от всех стеблей, расположенных в зоне A_1B_1

$$Q_s = \sum_{i=1}^{m_c} P_i \sin \alpha. \quad (217)$$

Здесь: P_i — сила, с которой каждый стебель натягивается при отрыве головок гребнями барабана,

α — угол, на который стебель отклоняется при прочесывании ленты гребнями барабана,

m_c — число стеблей на участке A_1B_1 .

Угол α принят положительным, если стебель отклоняется в сторону, противоположную движению транспортера. В этом случае $S_\kappa > S_0$. Если же угол α отрицательный (такое положение стеблей во время очеса показано на фиг. 100), то $S_\kappa < S_0$; при $\alpha \cong 0$; $S_\kappa \cong S_0$. Следует отметить, что угол α непрерывно меняется из-за кривизны транспортера, а также по мере движения зубьев барабана от начала M зоны очеса MN (где угол α боль-

ше) к вершинам стеблей льна. Ввиду этого натяжение S_k ремня при работе аппарата будет непрерывно меняться от некоторого минимума до максимума, и лишь при угле α , близком к нулю, его можно считать относительно стабильным.

Если воспользоваться расчетными формулами из теории ременной передачи, то:

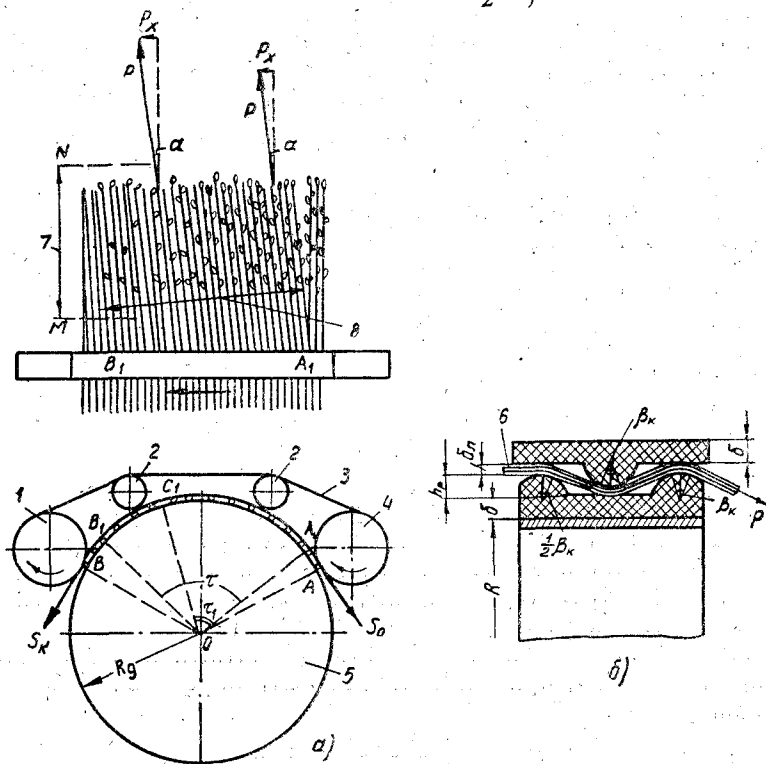
$$S_k + S_o = 2(S_n + S_d), \quad (218)$$

где S_n — начальное натяжение ремня (когда транспортер не заполнен льном),

S_d — дополнительное натяжение ремня, возникающее вследствие пропуска льна через транспортер.

Из (216) и (218) находим:

$$\left. \begin{aligned} S_o &= S_n + S_d - \frac{Q_s}{2}; \\ S_k &= S_n + S_d + \frac{Q_s}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (219)$$



Фиг. 100. Схема ленточно-дискового зажимного транспортера:

а — схема транспортера; б — схема зажатия стеблей; 1 — ведущий шкив; 2 — ролик; 3 — ремень; 4 — ведомый шкив; 5 — обрезиненный диск; 6 — лента льна; 7 — зона очеса стеблей; 8 — зона действия гребней очесывающего аппарата.

Так выражаются натяжения ремней на концах зоны A_1B_1 .
Внутри же этой зоны в какой-либо точке C_1 натяжение S равно:

$$S = S_0 + Q, \quad (220)$$

где Q — равнодействующая составляющих P_x сил отрыва головок от стеблей, расположенных на участке A_1C_1

$$Q = \sum_{i=1}^{m_1} P_i \sin \alpha; \quad (221)$$

здесь m_1 — число стеблей на участке A_1C_1 .

Если угол, на который радиус OC_1 отклонен от радиуса OA_1 , обозначить через τ_1 (фиг. 100) то m_1 равно:

$$m_1 \cong \frac{B_m i R_d v_m \tau_1}{v_{3T}}, \quad (222)$$

где B_m — ширина захвата машины, R_d — радиус диска, v_{3T} — скорость ремня транспортера; значения i и v_m приводятся на стр. 81.

Давление q_n на 1 пог. см (или интенсивность распределения нагрузки) в зоне AA_1 равно:

$$q_n \cong \frac{S_0}{R_d + \frac{h_p}{2} + \delta}, \quad (223)$$

где h_p — высота профильного выступа ремня (фиг. 100).

В зоне A_1B_1

$$q_n \cong \frac{S_0 + Q}{R_d + \frac{h_p}{2} + \delta}, \quad (223')$$

а в зоне B_1B

$$q_n \cong \frac{S_k}{R_d + \frac{h_p}{2} + \delta} \quad (223'')$$

Точное определение сил Q_s и Q связано с большими трудностями, так как эти силы зависят от многих факторов (головчатость льна, сплетение стеблей между собой, прочность прикрепления головок, траектория движения зубьев барабана относительно ленты льна и т. д.).

Среднее значение силы P_m , с которой натягиваются все стебли на участке A_1B_1 при очесе, может быть определено по следующей формуле:

$$P_m \cong \frac{30 A_0 B_m i v_m \chi (1 + \eta_T)}{\pi n_\delta R_\delta}, \quad (224)$$

где A_0 — работа на отрыв одной головки льна,

χ — головчатость льна,

χ — чистота очеса (в долях единицы),

η_t — коэффициент, учитывающий дополнительные затраты энергии на проникновение зубьев в ленту льна и трение между зубьями и стеблями,

n_6 — число оборотов барабана в мин.

R_6 — радиус барабана.

Число m_c стеблей на участке A_1B_1 равно

$$m_c \approx \frac{2B_m R_d v_m}{v_{zt}} \arcsin \frac{l_6 \cos \sigma}{2R_d}, \quad (225)$$

где R_d — радиус диска,

v_{zt} — скорость ремня зажимного транспортера,

l_6 — длина гребня барабана,

σ — угол между плоскостью зажимного транспортера и осью гребня.

Принимая, что сила P_m равномерно передается всем стеблям на участке A_1B_1 , находим, что каждый стебель натягивается с силой P , равной $\frac{P_m}{m_c}$.

Если пренебречь кривизной ручья зажимного транспортера, то угол α может быть определен из следующего равенства:

$$\sin \alpha \approx \frac{\left(\frac{30v_{zt}}{\pi l_6} - R_6 \cos \gamma \sin \sigma \right) \beta}{l_0}, \quad (226)$$

где γ — угол, на который стебель отклоняется зубьями от плоскости ручья транспортера при отрыве головок, (на фиг. 101 показаны частные значения этого угла γ_1 и γ_2),

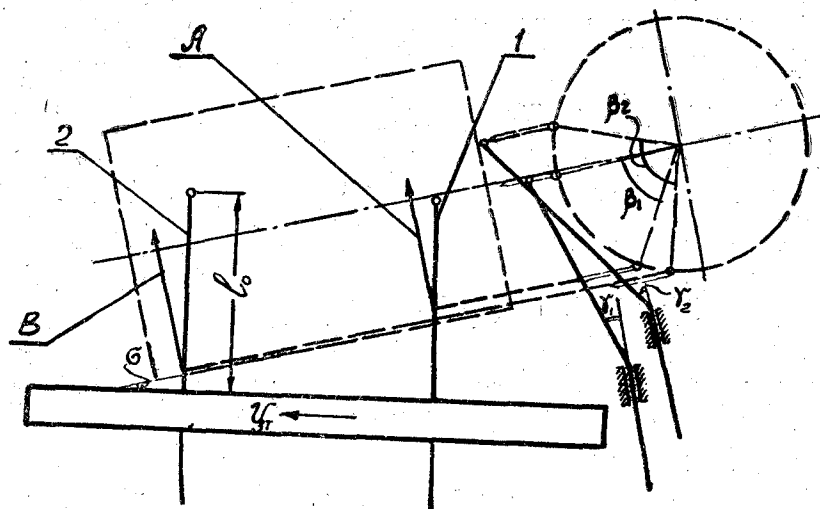
l_0 — длина части ленты, выступающей над зажимным транспортером,

β — угол поворота барабана, соответствующий продолжительности одного прочеса стеблей (на фиг. 101 показаны частные значения этого угла β_1 и β_2).

Расчеты показывают, что угол α в очесывающем аппарате льнокомбайна ЛК-7 (ЛК-5) составляет $-5^\circ \div -10^\circ$, а в льнокомбайне ЛК-4М $\sim +10^\circ \div +16^\circ$.

При $i = 1500 \text{ ст/м}^2$, $A_0 = 0,1 \text{ Дж}$, $B_m = 1,5 \text{ м}$, $v_m = 2 \text{ м/с}$, $v = 2$, $\chi = 0,98$, $\eta_t = 1,5$, $n_6 = 255 \text{ об/мин}$ и $R_6 = 0,3 \text{ м}$, $P_m \approx 295 \text{ Н}$. При значении угла $\alpha \sim 10^\circ$ Q_s окажется равной 52 Н. При начальном натяжении ремня 1000 Н такое значение Q_s сравнительно невелико (около 5%) и не будет особо влиять на характер изменения давления в зоне зажима стеблей в транспортере.

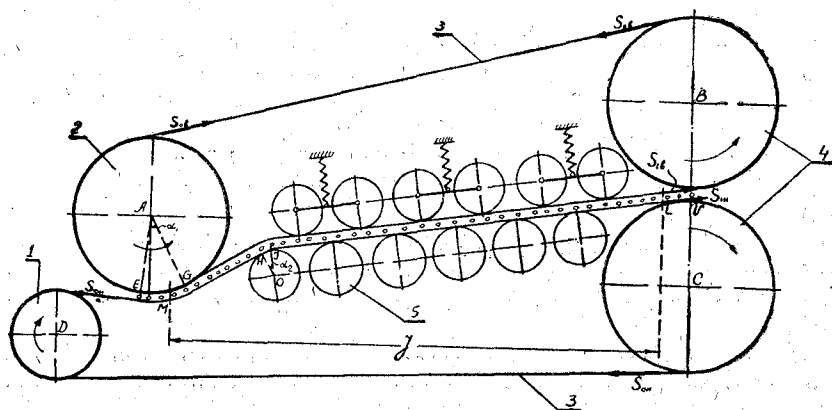
Если при разработке очесывающего аппарата и транспортера комбайна выбрать угол α близким к нулю, то силы сопротивления стеблей отрыву головок не будут существенно влиять на распределение натяжений ремня и давлений в ручье транспортера, а зажим стеблей будет зависеть только от конструктивных особенностей транспортера.



Фиг. 101. Схема отклонения стебля при очесе:

1 и 2 — очесываемые стебли; стрелками А и В показано направление движения гребней.

При работе ленточно-роликового транспортера (фиг. 102) лента льна зажата по всей длине ручья $EGHJV$, но очесываются стебли лишь в зоне ML действия гребней очесывающего аппарата, которая меньше зоны $EGHJV$. В криволинейных зонах EG и HJ ручья имеет место скольжение ремня по стеблям или по



Фиг. 102. Схема ленточно-роликового зажимного транспортера с изогнутым ручьем:

1 и 2 — натяжные шкивы; 3 — ремни; 4 — ведущие шкивы; 5 — ролик; J — зона действия гребней очесывающего аппарата.

ремню (при отсутствии льна в ручье). Ввиду этого для расчета натяжения ремней на отдельных участках ручья в зонах EG и HJ следует учесть (по формуле 187) силы трения и составляющие сил отрыва головок от стеблей, параллельные линии ручья.

Чтобы не усложнять расчеты, будем считать, что в начальной части криволинейной зоны MG ручья силы отрыва головок настолько незначительны, что ими можно пренебречь. Такое допущение оправдывается тем, что участок MG весьма мал, а стебли льна в нем только начинают прочесываться зубьями барабана, которые имеют здесь редкую расстановку и весьма мало углубляются в толщу ленты. Если исходить из этого, то сила трения F_1 в зоне EG может быть определена по формуле (154). В криволинейной же зоне HJ для определения силы трения F_2 необходимо воспользоваться формулой (187), так как здесь наряду с трением на ремни действуют и составляющие силы отрыва головок от стеблей.

С учетом изложенного можно вывести следующие формулы:

$$F_2 = \left(S_{1B} - \frac{Q_{LJ}}{2} \right) (e^{f_0 \alpha_2} - 1) - \frac{Q_{JH}}{2 f_0 \alpha_2} (e^{f_0 \alpha_2} - f_0 \alpha_2 - 1); \quad (227)$$

$$F_1 = \left(S_{1H} - \frac{Q_{LG}}{2} - F_2 \right) (e^{f_0 \alpha_1} - 1), \quad (228)$$

где S_{1B} — натяжение ведущей ветви верхнего ремня в зоне LV ,

Q_{LJ} , Q_{JH} , Q_{LG} — равнодействующие составляющих сил отрыва головок от стеблей на участках LJ , JH и LG , параллельных направлению ручья,

S_{1H} — натяжение ведущей ветви нижнего ремня в зоне LV ,

f_0 — коэффициент трения резины по стеблям льна,

α_1 — угол EAG ,

α_2 — угол, соответствующий дуге JH .

Силы трения, натяжения и сопротивления стеблей связаны между собой зависимостями (если не учитывать потери на трение при вращении роликов и шкивов и изгиб ремней):

$$\left. \begin{aligned} S_{1B} + F_2 &= S_{0B} + F_1 + \frac{Q_{LG}}{2}; \\ S_{1H} + F_1 &= S_{0H} + F_2 + \frac{Q_{LG}}{2}; \\ S_{1B} + S_{0B} &= 2(S_{HB} + S_{LB}); \\ S_{1H} + S_{0H} &= 2(S_{HH} + S_{LH}), \end{aligned} \right\} \quad (229)$$

где S_{0B} — натяжение ведомой ветви верхнего ремня,

S_{0H} — натяжение ведомой ветви нижнего ремня,

S_{HB} , S_{HH} — начальные натяжения верхнего и нижнего ремней,

$S_{дв}$, $S_{дн}$ — дополнительные натяжения ремней, возникающие вследствие пропуска льна через ручей.

Решением этих уравнений находим:

$$S_{1в} = \frac{1}{1 + e^{f_0(a_1 + a_2)}} [(S_{нн} + S_{дн})(e^{f_0 a_1} - 1) + (S_{нв} + S_{дв})(e^{f_0 a_1} + 1) + \frac{Q_{LG}}{2} - \frac{Q_{LI}}{2}(e^{f_0 a_2} - 1)(e^{2f_0 a_1} - e^{f_0 a_1} - 1) + \frac{Q_{IH} e^{f_0 a_1}}{2f_0 a_2}(e^{f_0 a_2} - f_0 a_2 - 1)]; \quad (230)$$

$$S_{1н} = \frac{1}{1 + e^{f_0 a_1}} \left\{ 2(S_{нн} + S_{дн}) + \frac{(S_{нн} + S_{дн})(e^{f_0 a_1} - 1) + (S_{нв} + S_{дв})(e^{f_0 a_1} + 1)}{1 + e^{f_0(a_1 + a_2)}} \times \right. \\ \times e^{f_0 a_1}(e^{f_0 a_2} - 1) + \frac{Q_{LG}}{2} \frac{e^{f_0(a_1 + a_2)}(e^{f_0 a_1} + 1)}{1 + e^{f_0(a_1 + a_2)}} - \\ - \frac{Q_{LI}}{2} \frac{e^{f_0 a_1}(e^{f_0 a_2} - 1)}{1 + e^{f_0(a_1 + a_2)}} [(e^{2f_0 a_1} - 1)(e^{f_0 a_2} - 1) + e^{f_0 a_1} + 1] - \\ \left. - \frac{Q_{IH}}{2f_0 a_2} \frac{e^{f_0 a_1}(e^{f_0 a_1} + 1)}{1 + e^{f_0(a_1 + a_2)}} (e^{f_0 a_2} - f_0 a_2 - 1) \right\}. \quad (231)$$

Зная F_1 , F_2 , $S_{1в}$, $S_{1н}$, $S_{нв}$, $S_{дв}$, $S_{нн}$, $S_{дн}$ и Q_{LG} , всегда можно определить натяжения $S_{ов}$ и $S_{он}$.

Давление q_n на 1 пог. см ручья в зоне EG в соответствии с уже ранее выведенными зависимостями равно:

$$q_n = \frac{S_{1н} - F_2 - \frac{Q_{LG}}{2}}{r_1 + \delta + \frac{h_p}{2} + \delta_l} e^{f_0 a}, \quad (232)$$

где r_1 — радиус шкива 2 (фиг. 102),

δ — толщина ремня (фиг. 100),

δ_l — толщина слоя льна,

α — угол, отсчитываемый от радиуса AG .

В зоне IH q_n равно:

$$q_n = \frac{\left(S_{1в} - \frac{Q_{LI}}{2} - \frac{Q_{IH}}{2} \right) e^{-f_0 \alpha} + \frac{Q_{IH}}{2f_0 a_2} (1 - e^{-f_0 \alpha})}{r_2 + \delta + \frac{h_2}{2} + \delta_l}, \quad (233)$$

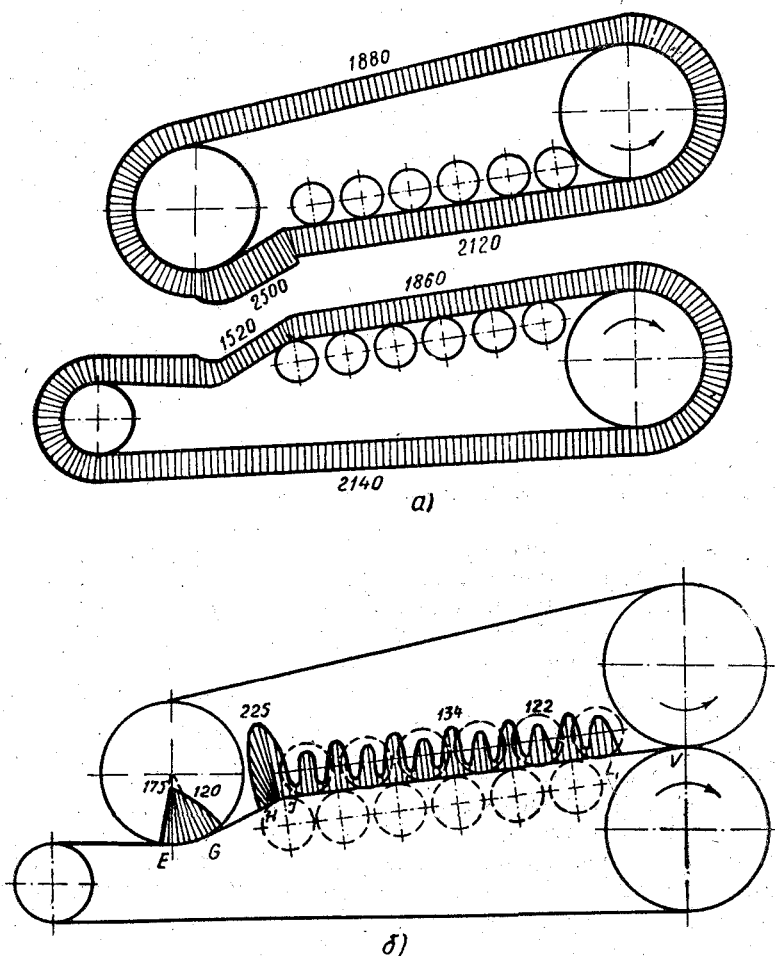
где r_2 — радиус ролика,

α — угол, отсчитываемый от радиуса OH .

На участке GH и границах участков EG , IH ручья давление устанавливается по той же закономерности, как и в зонах KL ,

LR и RT криволинейного теребильного ручья (стр. 178—180 и фиг. 91). Определение давления на участке JV , являющемся зигзагообразным, производится по методу, изложенному на стр. 188—191.

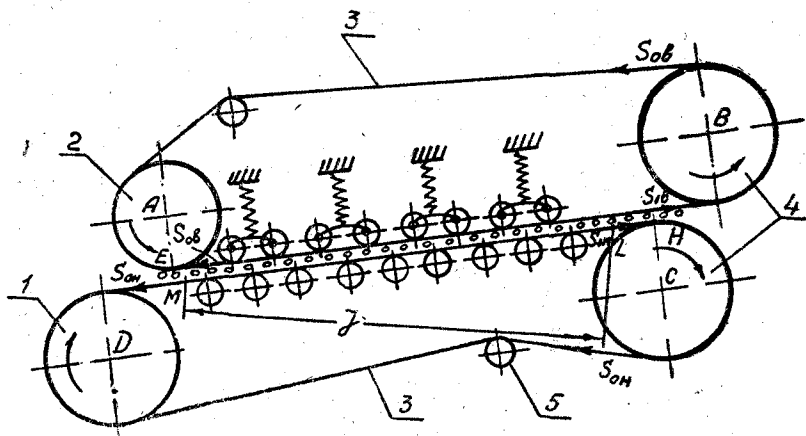
Результаты расчетов, выполненных по выше приведенным формулам для транспортера типа ЛК-4М без учета сил Q_{LJ} , Q_{LG} и Q_{JH} (с целью упрощения) при $S_{нв} = S_{нн} = 2000$ Н, $f = 0,5$, $\alpha_1 = 39^\circ$ и $\alpha_2 = 18^\circ 30'$ представлены на фиг. 103. Из этих графиков видно, что наибольшее давление имеет место в зоне HJ (где



Фиг. 103. Эпюры сил и давлений, действующих в ручье зажимного транспортера типа ЛК-4М при силе начального натяжения ремней 2 кН, коэффициенте трения 0,5 и силе давления ролика 750 Н:

а — эпюра сил в Н; б — эпюра давлений в Н/пог. см.

ремни охватывают ролик малого диаметра). На участке между роликами, расположенными в шахматном порядке, давление принимает пульсирующий характер. В прямолинейных же зонах GH и L_1V имеются участки, где давление равно нулю, и откуда стебли могут вытягиваться при очесе. На основе таких расчетов в льнокомбайне ЛК-4М было изменено расположение шкивов и роликов и увеличен диаметр ролика на участке HJ , что улучшило распределение давления по длине ручья.



Фиг. 104. Схема ленточно-роликового зажимного транспортера: льнокомбайна ЛК-4Т:

1 и 2 — натяжные шкивы, 3 — ремни, 4 — ведущие шкивы, 5 — ролик.

В ленточно-роликовом зажимном транспортере льнокомбайна ЛК-4Т (фиг. 104) лента льна зажата по всей длине ручья EH , но очесываются стебли в зоне ML действия гребней очесывающего аппарата. Ручей транспортера, как видим, является зигзагообразным, поэтому расчет давления производится по методике, изложенной выше. Силы натяжения ведущих и ведомых ветвей обозначены также, как и в транспортере комбайна ЛК-4М (фиг. 102). При очесе со стороны стеблей возникает сопротивление Q_{ML} , представляющее собой равнодействующую составляющих сил отрыва головок от стеблей на участке ML , параллельных направлению ручья. Если не учитывать потери на трение в роликах, изгиб ремней и качение роликов по ремням, то силы натяжения и сопротивления стеблей связаны между собой следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} S_{1в} &= S_{ов} + \frac{Q_{ML}}{2}; \\ S_{1н} &= S_{он} + \frac{Q_{ML}}{2}; \end{aligned} \right\} \quad (234)$$

$$\left. \begin{aligned} S_{1в} + S_{ов} &= 2(S_{нв} + S_{дв}); \\ S_{1н} + S_{он} &= 2(S_{нн} + S_{дн}). \end{aligned} \right\} \quad (235)$$

Потери на трение в роliках, изгиб ремней и качение роliков по ремням можно учитывать некоторым коэффициентом $\kappa_{ри}$, равным, если руководствоваться данными для расчета транспортирующих машин [15], 0,02—0,03. Обозначим через $Q_{мi}$ сопротивление стеблей на участке от точки M до i -го роliка. Тогда натяжение ведущей ветви верхнего ремня $S_в$ за i -ым роliком будет равно $S_в = S_{ов} + \frac{Q_{мi}}{2} + \Sigma \Delta S_{ib}$, где ΔS_{ib} — дополнительное натяжение ремня, вызванное трением роliковой опоры и изгибом ремня, равное $\kappa_{ри} S_в$. С учетом изложенного можно считать, что за первым роliком натяжение ремня будет $S_{ов} + \frac{\Delta Q_1}{2}$, где ΔQ_1 — сопротивление стеблей на участке от точки M до середины между 1 и 2 роliками на ветви верхнего ремня. Считая, что между серединами любых соседних роliков на одной ветви сопротивление стеблей будет одинаковое и равное ΔQ , и оно же приблизительно равно ΔQ_1 , можно получить следующую приближенную зависимость между $S_{1в}$ и $S_{ов}$:

$$S_{1в} \approx \left(S_{ов} + \frac{\Delta Q_в}{2} \right) (1 + \kappa_{ри})^{n_в}, \quad (236)$$

где $n_в$ — число роliков на ведущей ветви верхнего ремня, а $\Delta Q_в \approx \frac{Q_{ML}}{n_в}$.

Аналогично получаем для нижнего ремня:

$$S_{1н} \approx \left(S_{он} + \frac{\Delta Q_н}{2} \right) (1 + \kappa_{ри})^{n_н}, \quad (236')$$

где $n_н$ — число роliков на ведущей ветви нижнего ремня, а $\Delta Q_н \approx \frac{Q_{ML}}{n_н}$.

Из (235), (236) и (236') можно получить формулы для определения натяжений $S_{1в}$, $S_{ов}$, $S_{1н}$ и $S_{он}$ в зависимости от начальных натяжений ремней и дополнительных натяжений, возникающих вследствие пропуска льна через ручей.

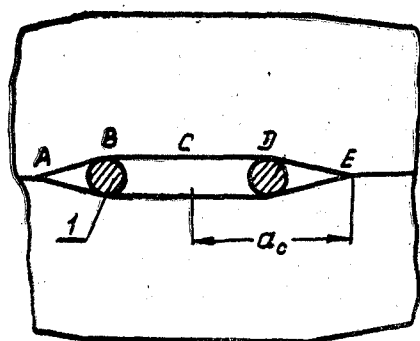
§ 9. Условие зажатия стеблей льна между ремнями

Ремни теребильных аппаратов выполнены гладкими, а у зажимных транспортеров ремни могут быть как гладкие, так и профилированные. Рассмотрим сначала условие зажатия стеблей между гладкими ремнями.

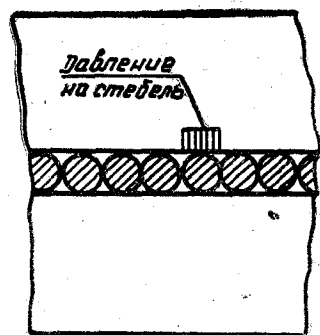
После затягивания в ручей и зажатия стебли льна двига-

ются вместе с ремнями. При этом между поверхностями стеблей и ремней возникают силы трения, и если эти силы равны сопротивлениям P стеблей выдергиванию, то терение льна имеет место; если же силы трения меньше сопротивления стеблей выдергиванию, то терения не происходит, — имеет место скольжение стеблей в зажиме.

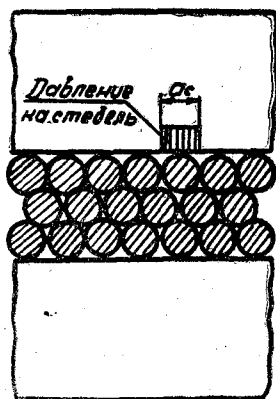
Давление ремней на стебли льна зависит от густоты расположения стеблей в ручье. Так, если стебли расположены весьма редко в ручье (фиг. 105, а), то на стебель 1, например, действует давление участка ABC , который значительно больше диаметра стебля. При расположении стеблей в ряд (фиг. 105, б)



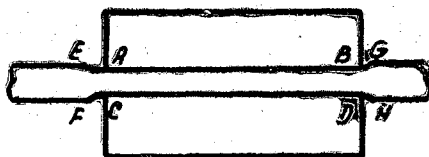
а)



б)



в)



г)

Фиг. 105. Схемы расположения стеблей льна между ремнями в теребильном ручье.

на каждый стебель действует давление участка, длина которого равна приблизительно диаметру стебля. Если же в ручье зажать вместе много стеблей так, что образуется несколько рядов, например, три (фиг. 105, в), то наружные стебли испытывают с внешней стороны, в основном, такое же давление, что и во втором случае, но стебли, расположенные в середине слоя, испытывают давление почти со всех сторон.

В большинстве случаев при работе теребильного аппарата в ручьях образуется непрерывная лента льна. В таких случаях расстояние между стеблями a_c (фиг. 105, а) равно приблизительно диаметру стебля d_c . На таких маленьких участках ручья можно считать, что давление постоянно, тогда сила давления на стебель равна $\sim qB_p d_c$, где B_p — ширина ремня.

В случае, когда стебли расположены в один ряд в ручье, максимальная сила трения, развиваемая между каким-либо стеблем и поверхностями ремней, равна:

$$F_c \simeq 2B_p d_c f_o q, \quad (237)$$

где q — давление в ручье.

Если на стебель с одной стороны давит ремень, а с противоположной — другие стебли, то максимальная сила трения равна

$$F_c \simeq B_p d_c q (f_o + f_{\text{л}}), \quad (237')$$

где $f_{\text{л}}$ — коэффициент трения льна по льну.

Для стеблей, находящихся внутри пучка вытеребливаемого льна,

$$F_c \simeq 2B_p d_c f_{\text{л}} q. \quad (237'')$$

Так как $f_{\text{л}} < f_o$, то сила F_c , вычисленная по формуле (237''), будет меньше, чем по формулам (237) и (237'). Ввиду этого для расчетов достаточно пользоваться равенством (237'').

Условие зажатия стеблей в теребильном ручье, т. е. условие теребления стеблей выразится следующим образом:

$$q \geq \frac{P}{2B_p d_c f_{\text{л}}}, \quad (238)$$

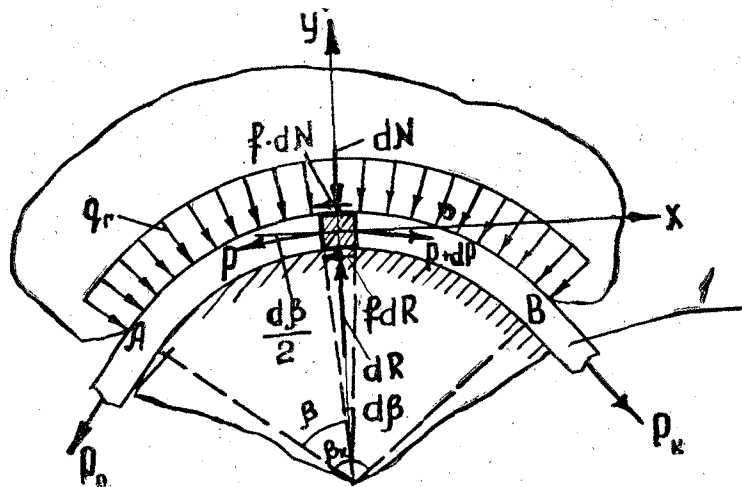
где P — сила сопротивления стеблей выдергиванию.

Следует отметить, что во время теребления стеблей в случае их расплющивания в ручье по ширине AB и CD ремней (фиг. 105, г) на концах зоны сжатия образуются переходные участки EA , FC , BG , DH , которые способствуют лучшему зажатию стеблей (они воспринимают на себя некоторую долю усилия, необходимого для выдергивания стеблей).

Ранее (стр. 15) указывалось, что наименьшее напряжение, вызывающее расплющивание стеблей, равно 25 Н/см^2 . Но расплющивание льна при тереблении нежелательно. Поэтому давление в ручьях должно быть меньше 25 Н/см^2 .

Зажатие стеблей льна между профилированными ремнями

происходит по более сложной закономерности из-за огибания стеблями профильных выступов ремней (фиг. 100, б). Это характерный случай трения гибких тел, но при дополнительном на них давлении (одного ремня на другой). Огибание стеблями выступов ремней тем больше, чем выше влажность и меньше толщина стеблей.



Фиг. 106. Силы, действующие на элемент гибкого тела, зажатого между двумя искривленными поверхностями.

Для рассмотрения этого явления обратимся к фиг. 106, на которой представлено гибкое тело 1, движущееся между двумя прижатыми друг к другу деталями с искривленными поверхностями. Выделим на дуге AB , по которой поверхности сжимаются, элемент гибкого тела (заштрихован на фиг. 106). На этот элемент, которому соответствует угол $d\beta$, действуют следующие силы (при условии статического расчета): сила натяжения P , направленная обратно движению, сила натяжения $P + dP$, действующая в сторону движения, сила реакции нижней поверхности dR , сила dN дополнительного давления верхней поверхности на элемент гибкого тела и силы трения $f dR$ и $f dN$, где f — коэффициент трения.

Из-за малых скоростей движения гибкого тела силы инерции не учитываются. Вес гибкого тела из-за малости также не учитывается. Считаем, что гибкая лента нерастяжима и не сопротивляется изгибу.

Составим сумму проекций сил на оси X и Y и учтем, что $\cos \frac{d\beta}{2} \approx 1$, а $\sin \frac{d\beta}{2} \approx \frac{d\beta}{2}$.

$$\Sigma X = P + dP - P - f \cdot dR - f \cdot dN = 0;$$

$$\Sigma Y = dR - dN - (P + dP) \frac{d\beta}{2} - P \frac{d\beta}{2} = 0.$$

Из этих уравнений находим:

$$\frac{dP}{d\beta} - fP = 2f \frac{dN}{d\beta}. \quad (239)$$

Интегрируя это уравнение при известном законе распределения (по дуге AB) давления верхней поверхности на гибкое тело, можно определить зависимость силы трения от влияющих на нее факторов.

Решим уравнение (239) для случая, когда давление меняется по линейному закону по длине дуги AB , равной $r\beta_K$ (здесь r — радиус нижней поверхности, β_K — угол, соответствующий дуге AB), т. е. для случая, когда давление q_r на единицу длины дуги AB зависит следующим образом от угла β

$$q_r = q_{1r} + \frac{q_{2r} - q_{1r}}{\beta_K} \beta,$$

где q_{1r} — давление на единицу длины дуги (интенсивность распределения нагрузки) в начальной точке A ,

q_{2r} — давление на 1 единицу длины дуги в конечной точке B .

В этом случае $dN = q_r d\beta$, а уравнение (239) приводится к виду:

$$\frac{dP}{d\beta} - fP = 2fr \left(q_{1r} + \frac{q_{2r} - q_{1r}}{\beta_K} \beta \right).$$

Интегрируя это уравнение и принимая во внимание, что при $\beta = 0$, $P = P_0$, находим:

$$P = P_0 e^{f\beta} + 2q_{1r}r (e^{f\beta} - 1) + \frac{2r}{f\beta_K} (q_{2r} - q_{1r}) (e^{f\beta} - f\beta - 1), \quad (240)$$

откуда сила трения окажется равной:

$$F = P - P_0 = (P_0 + 2q_{1r}r) (e^{f\beta} - 1) + \frac{2r}{f\beta_K} (q_{2r} - q_{1r}) (e^{f\beta} - f\beta - 1). \quad (241)$$

Так выражается зависимость силы трения для гибкого тела, движущегося между двумя прижатыми поверхностями при условии, что давление одной поверхности на другую меняется по линейному закону.

Если же давление распределяется равномерно, т. е. если $q_{2r} = q_{1r} = q_r$, то

$$F = (P_0 + 2q_r r) (e^{f\beta} - 1). \quad (241')$$

При $q_r = 0$ получаем $F = P_0 (e^{f\beta} - 1)$, т. е. формулу Эйлера.

При $P_0 = 0$ и $\beta = \beta_k$

$$F = 2q_r r (e^{f\beta_k} - 1). \quad (241'')$$

Если решить уравнение (239) для случая, когда максимальное давление имеет место посередине, а минимальные давления, равные нулю, — по краям, то при представлении этой зависимости в виде синусоидальной кривой получена несколько другая формула для определения силы трения [12].

Полученные выше зависимости могут быть применены для расчетов в случаях, когда трение гибких тел имеет место при дополнительном на них давлении. Применим эту формулу для нашего случая, причем, расчет будем вести для внутренних стеблей зажатой ленты льна, которые легче вытягиваются из-за малого коэффициента трения льна по льну. При этом, ввиду деформации резины в процессе сжатия и сравнительно небольших значений угла β_k (фиг. 100, б) и с целью упрощения расчетов примем, что давление q_r со стороны одного ремня на другой (здесь рассматриваем поперечное сечение ремней) распределяется равномерно по дуге обхвата. Такое распределение давления для внутренних стеблей будет близко соответствовать истине, так как внешние стебли, испытывая давление по синусоидальному, параболическому или другому закону будут на внутренние стебли давить почти равномерно.

Если на 1 см ручья укладывается $\sim \frac{1}{d_c}$ стеблей, где d_c — диаметр стебля в см, то сила давления на один стебель по длине ручья будет равна $q_n d_c$ (здесь q_n — давление вдоль ручья). С учетом деформации резины и сжатия стеблей льна между профилированными поверхностями ремней давление $q_r r$, приходящееся на один радиан рассматриваемого сектора обжатия, приближенно (при угле β_k меньше $35-40^\circ$) равно:

$$q_r r \approx \frac{q_n d_c}{(n - 0,5) \beta_k}, \quad (242)$$

где r — радиус сектора обжатия,

n — число профильных выступов (в нашем примере на фиг. 100 равно 3),

β_k — угол контакта профильного выступа со стеблями льна (фиг. 100, б).

На основе формулы (241''), т. е. учитывая, что $P_0 = 0$, получаем следующее выражение для силы трения, развивающейся в зажиме транспортера:

$$F \approx \frac{2q_n d_c}{(n - 0,5) \beta_k} [e^{f_{л\beta_k}(n-0,5)} - 1]. \quad (243)$$

Эта сила не должна быть меньше силы P_c , необходимой для обрыва верхней части стебля, иначе при очесе стебель (особен-

но внутренний) будет вытянут из зажима. С учетом отмеченного можно определить необходимое значение давления между ремнями:

$$q_n \geq \frac{P_{ср\beta_k}(n-0,5)}{2d_c [e^{f_{\beta_k}(n-0,5)} - 1]} \quad (244)$$

Например, при $P_c = 40$ Н (4 кгс), $f_{\beta_k} = 0,5$, $\beta_k = 30^\circ$, $n = 3$, $d_c = 0,15$ см q_n должно быть не менее 190 Н/см (19,0 кгс/см).

Из зависимости (244) видно, что уменьшение необходимого давления q_n и улучшение зажима стеблей достигаются при увеличении n , β_k и f_{β_k} . Слишком увеличивать угол β_k нецелесообразно, так как это может привести к увеличению повреждений стеблей.

§ 10. Энергетика теребильных аппаратов на холостом ходу

Рассмотрим мощность холостого хода аппаратов типа ЛТВ-4 (ЛК-4Т) и ТЛН-1,5.

Выше уже указывалось, что при работе аппарата типа ЛТВ-4 (ЛК-4Т) из-за скольжения ремней друг по другу появляются силы трения. Поэтому представляет интерес определить, как сказывается скольжение ремней на энергетiku аппарата.

При анализе давления, образующегося в теребильном ручье типа ЛТВ-4 (ЛК-4), потери энергии на трение роликов и преодоление дополнительных сопротивлений, вызванных жесткостью ремней, не учитывались (с целью упрощения расчетов). При рассмотрении же мощности холостого хода теребильного ручья эти потери энергии необходимо учитывать, причем, так как теребильный ручей представляет собой своеобразный транспортер, то некоторые данные для его расчета могут быть заимствованы из расчетных курсов по транспортирующим машинам [15].

Рассмотрим сначала правый ремень ручья типа ЛК-4Т (фиг. 89, б). Как уже указывалось, $S_{оп}$ — это сила натяжения ведомой ветви правого ремня. Вследствие дополнительных сопротивлений, вызванных жесткостью ремней, в зоне K натяжение ремня будет уже $S_{оп} + \Delta S_{при}$, где $\Delta S_{при}$ представляет собой дополнительное натяжение правого ремня, вызванное трением нижней роликовой опоры и изгибом ремня. В зоне LR натяжение рассматриваемого ремня увеличится на $\Delta S_{пн1} - F_1$, где $\Delta S_{пн1}$ — дополнительное натяжение ремня, вызванное его изгибом на участке KL , а F_1 — сила трения на этом же участке. Выше зоны T натяжение ремня увеличится на $\Delta S_{пн2} + \Delta S_{пр} + F_2$ и будет равно натяжению ведущей ветви ремня $S_{1н}$, если пренебречь изгибом ремня в зоне верхнего ролика. Таким образом:

$$S_{1н} = S_{оп} + \Delta S_{при} + \Delta S_{пн1} - F_1 + \Delta S_{пн2} + \Delta S_{пр} + F_2,$$

где $\Delta S_{пн2}$ — дополнительное натяжение ремня, вызванное его изгибом на участке RT ,

$\Delta S_{\text{пр}}$ — дополнительное натяжение ремня, вызванное трением роликовой опоры RT ,

F_2 — сила трения на участке RT .

Рассматривая аналогичным образом левый ремень ручья (фиг. 89, б), можно установить следующие выражения для натяжения ремня:

в зоне K $S_{\text{ол}} + \Delta S_{\text{лри}}$,

в зоне LR $S_{\text{ол}} + \Delta S_{\text{лри}} + \Delta S_{\text{ли1}} + F_1$,

где $\Delta S_{\text{лри}}$ — дополнительное натяжение ремня, вызванное трением нижнего шкива в подшипнике и изгибом ремня,

$\Delta S_{\text{ли1}}$ — дополнительное натяжение ремня, вызванное его изгибом на участке KL .

Выше зоны RT натяжение ремня, равное (если пренебречь изгибом ремня в зоне верхнего ролика) натяжению ведущей ветви $S_{\text{1л}}$, выражается следующим образом:

$$S_{\text{1л}} = S_{\text{ол}} + \Delta S_{\text{лри}} + \Delta S_{\text{ли1}} + F_1 + \Delta S_{\text{ли2}} - F_2,$$

где $\Delta S_{\text{ли2}}$ — дополнительное натяжение ремня, вызванное его изгибом на участке RT .

Окружные усилия на ведущих шкивах правого и левого ремней равны:

$$S_{\text{1п}} - S_{\text{оп}} = \Delta S_{\text{при}} + \Delta S_{\text{пи1}} - F_1 + \Delta S_{\text{пи2}} + \Delta S_{\text{пр}} + F_2;$$

$$S_{\text{1л}} - S_{\text{ол}} = \Delta S_{\text{лри}} + \Delta S_{\text{ли1}} + F_1 + \Delta S_{\text{ли2}} - F_2.$$

Мощность холостого хода правого ремня окажется равной $(S_{\text{1п}} - S_{\text{оп}}) v_p$, а мощность холостого хода левого ремня — $(S_{\text{1л}} - S_{\text{ол}}) v_p$. При определенных условиях (например, при малых потерях на трение в роликах, одинаковом начальном натяжении обоих ремней и большом коэффициенте трения f ремня по ремню) величина $(S_{\text{1п}} - S_{\text{оп}}) v_p$ окажется меньше нуля, т. е. правый ремень будет работать в режиме тормоза, а левый — в режиме двигателя.

Мощность холостого хода всего теревильного ручья окажется равной:

$$N_{\text{ххр}} = (S_{\text{1п}} - S_{\text{оп}} + S_{\text{1л}} - S_{\text{ол}}) v_p = (\Delta S_{\text{при}} + \Delta S_{\text{лри}} + \Delta S_{\text{пр}}) v_p + (\Delta S_{\text{пи1}} + \Delta S_{\text{ли1}}) v_p + (\Delta S_{\text{пи2}} + \Delta S_{\text{ли2}}) v_p.$$

В полученной зависимости первое выражение представляет собой мощность на трение роликовых опор и изгиб нижних частей ремней (где они не соприкасаются), а второе и третье выражения характеризуют потери на изгиб ремней в зонах KL и RT , где они соприкасаются.

Для определения составляющих мощности поступим также, как это делается в курсах по расчету транспортирующих машин [15], т. е. будем считать, что

$$\Delta S_{\text{при}} \approx k_{\text{ри}} S_{\text{оп}};$$

$$\Delta S_{\text{лри}} \approx k_{\text{рл}} S_{\text{ол}};$$

$$\Delta S_{\text{пр}} \approx k_{\text{р}} S_{\text{1п}},$$

где $k_{\text{ри}}$ — коэффициент, равный для роликов с подшипниками качения 0,02—0,03,

$k_{\text{р}}$ — коэффициент, равный для роликов с подшипниками качения 0,01—0,02.

Если исходить из (197), то

$$S_{\text{ол}} = 2S_{\text{нл}} - S_{\text{1л}};$$

а

$$S_{\text{оп}} = 2S_{\text{нп}} - S_{\text{1п}},$$

где $S_{\text{1л}}$ и $S_{\text{1п}}$ определяются по формулам (198).

Мощности $(\Delta S_{\text{п1}} + \Delta S_{\text{л1}})v_{\text{р}}$ и $(\Delta S_{\text{п2}} + \Delta S_{\text{л2}})v_{\text{р}}$ характеризуют, как уже указывалось, потери на изгиб ремней в зонах KL и RT (фиг. 89). Но в этих зонах потери на изгиб обуславливаются не только жесткостью ремней; так как изгибаются соприкасающиеся ремни, то при их изгибе появляется трение. Это значит, что указанные выше мощности представляют собой сумму мощностей на преодоление взаимного трения ремней и дополнительных сопротивлений, вызванных жесткостью ремней.

Мощность $N_{\text{тр}}$, необходимая для преодоления взаимного трения ремней на участках KL и RT , равна

$$N_{\text{тр}} = F_1 \Delta v_{\text{р1}} + F_2 \Delta v_{\text{р2}},$$

где $\Delta v_{\text{р1}}$ — скорость скольжения одного ремня относительно другого в зоне KL . Определяется она по формуле (183) при $r = r_1$ и $\delta_{\text{л}} = 0$,

$\Delta v_{\text{р2}}$ — скорость скольжения одного ремня относительно другого в зоне RT . Определяется также по формуле (183), но при $r = r_2$ и $\delta_{\text{л}} = 0$.

Силы F_1 и F_2 могут быть вычислены по формулам (198).

Если теперь потери на преодоление сопротивлений в зонах KL и RT , вызванных жесткостью ремней, учесть некоторым коэффициентом $k_{\text{ж}}$, равном, если исходить из данных по расчету транспортирующих машин [15], 1,01—1,02, то мощность холостого хода всего теребильного ручья типа ЛК-4Т окажется равной:

$$N_{\text{ххр}} \approx k_{\text{ж}} v_{\text{р}} [k_{\text{ри}} (2S_{\text{нл}} - S_{\text{1л}} + 2S_{\text{нп}} - S_{\text{1п}}) + k_{\text{р}} S_{\text{1п}}] + k_{\text{ж}} (F_1 \Delta v_{\text{р1}} + F_2 \Delta v_{\text{р2}}). \quad (245)$$

Мощность холостого хода теребильного аппарата типа ТЛН-1,5 может быть определена исходя из того, что основной

ремень при своем движении огибает диски и ролики и приводит их в движение. Обозначив через S_o — натяжение ведомой ветви ремня, а через S_n — натяжение ведущей его ветви, и принимая во внимание, что ремень кроме дисков и роликов приводит в движение посредством трения дополнительный транспортер, состоящий из двух роликов, диска и ремня, можно заключить, что

$$S_n = S_o (1 + k_{pn})^n, \quad (246)$$

где k_{pn} — коэффициент, равный 0,02—0,03 и учитывающий дополнительные сопротивления, вызванные трением роликовой опоры и жесткостью ремня,

n — число роликов и дисков.

С другой стороны

$$S_n = 2S_n - S_o,$$

где S_n — начальное натяжение ремня.

Из последнего равенства и (246) находим:

$$S_o = \frac{2}{1 + (1 + k_{pn})^2} S_n,$$

$$S_n = \frac{2(1 + k_{pn})^n}{1 + (1 + k_{pn})^2} S_n.$$

Тогда мощность холостого хода аппарата равна:

$$N_{xx} = (S_n - S_o) v_p = 2 \frac{(1 + k_{pn})^n - 1}{(1 + k_{pn})^n + 1} S_n v_p. \quad (247)$$

У аппарата ТЛН-1,5 $n = 12$; при $k_{pn} \approx 0,02$, $N_{xx} \approx 0,22 S_n v_p$. Если $S_n = 2000$ Н и $v_p = 2,5$ м/с, то мощность холостого хода окажется равной 1,1 кВт.

§ 11. Об энергоемкости процесса теребления льна

Мощность N_T необходимая для теребления стеблей при работе льнотеребилки, выражается следующим образом:

$$N_T = A_T B n i v_m, \quad (248)$$

где A_T — работа, затрачиваемая на теребление одного стебля,
 B — ширина захвата теребильного ручья,
 n — число ручьев.

Например при $A_T = 0,2$ Дж, $Bn = 1,52$ м, $i = 1500$ ст/м² и $v_m = 3$ м/с, $N_T \approx 1,35$ кВт. Практически, для работы четырехсекционных льнотеребилки требуется гораздо большая мощность (около 4—5 кВт), что объясняется потерями на привод механизмов, а также затратами энергии на транспортировку стеблей.

При работе льнотеребилки в зависимости от угла наклона захватываемых стеблей могут быть случаи, когда теребильные

ручьи (ремни) не нагружаются всей работой теребления, а только некоторой ее частью, тогда как другая часть работы осуществляется за счет поступательного перемещения машины (т. е. за счет тягового усилия трактора). Подробно этот вопрос разработан М. Н. Летошневым [42] и развит в работах А. П. Васильева [14].

Указанное положение подтверждается нашими исследованиями, проведенными совместно с В. Н. Рябцевым и Р. К. Полоневым при динамометрировании льнокомбайна ЛК-4М в полевых условиях. Стеблестой льна имел следующую характеристику: урожайность соломки — 36,4 ц/га и семян — 7,1 ц/га, количество стеблей на 1 м² — 1172 шт., засоренность — 9,5%, высота стеблей общая — 75,2 см, среднее усилие отрыва головки — 0,67 кгс, влажность стеблей — 63,2%, влажность головок — 51,2%, спелость головок — 72% бурых, 19% желтых и 9% зеленых.

В результате обработки данных, полученных по теребильному аппарату, установлено (табл. 15), что мощность на привод теребильного аппарата с увеличением скорости движения агрегата от 1,7 до 3,0 м/с не меняется; это объясняется использованием части тягового усилия для теребления стеблей, причем, чем больше скорость движения агрегата, тем больше эта часть тягового усилия. Удельный расход энергии, приходящийся на один вытеребливаемый стебель, заметно уменьшается при увеличении скорости движения агрегата и секундной подачи стеблей. Это указывает на целесообразность работы льноуборочных машин на повышенных скоростях.

§ 12. Об устранении намоток и забиваний в теребильных аппаратах

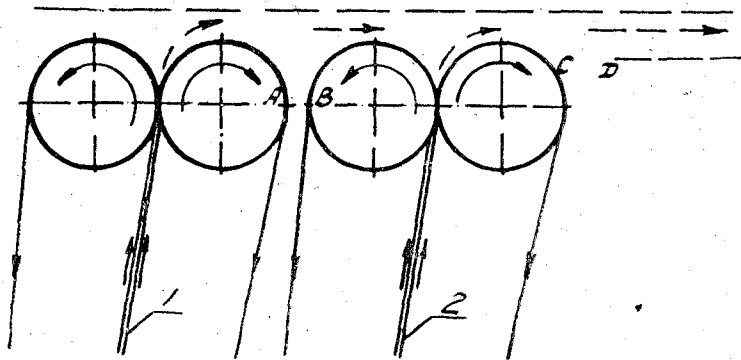
Опыт конструирования теребильных аппаратов показал, что при компоновке теребильных секций типа ЛТ-7, ЛТВ-4 и ЛК-4Т необходимо так расположить ведущие шкивы (фиг. 107), чтобы в местах АВ обратного хода ремней был зазор не менее 15 мм. В противном случае, когда зазор мал или вовсе отсутствует, при тереблении спутанного, полеглого и влажного льна в этих местах возможны забивания машины, так как ремни, движущиеся в месте обратного хода вниз, стремятся тянуть за собой стебли.

По этой же причине в транспортерах и во внутренней теребильной секции против движущегося обратно ремня (участок CD, фиг. 107) должно быть окно шириной на 20—25 мм больше ширины ремня и длиной не менее 60 мм. При отсутствии такого окна (т. е. при отсутствии требуемого зазора) ремень будет непрерывно затягивать в имеющиеся щели стебли льна, и в этих местах будут постоянные забивания машины.

Мощность, потребляемая теребильным аппаратом льнокомбайна ЛК-4М

Скорость движения агрегата, м/с	Секундная подача массы (число стеблей в с)	Потребляемая мощность, кВт					Удельный расход энергии (приходящийся на один вытеребляемый стебель льна), Дж/стебель
		на работу механизмов			за счет использования части тягового усилия для теребления льна	всего	
		на холостое вращение	на полезную работу	всего			
1,7	3000	2,9	1,1	4,0	0,8	4,8	1,60
3,0	5250	2,9	1,1	4,0	1,5	5,5	1,05

Следует вообще сказать, что в льноуборочных машинах около всех вращающихся частей, транспортирующих стебли и путанину, должны быть предусмотрены зазоры достаточной величины, в противном случае намотки и забивания неизбежны.



Фиг. 107. Схема расположения ведущих шкивов теребильных секций типа ЛТ-7 (ЛТВ-4, ЛК-4):

1 и 2 — теребильные ручки; АВ и СД — участки, где необходимы зазоры.

§ 13. Типы поперечных транспортеров и их работа

Задача поперечных транспортеров заключается в собирании стеблей льна, поступающих из теребильных ручьев, и формировании ленты, которая затем направляется на очес и вязку. Транспортеры имеются только у аппаратов типа ЛТ-7 (ЛТВ-4, ЛК-4Т). Опыт испытания льноуборочных машин показал, что высокая работоспособность транспортера достигается при перпендикулярной его установке к теребильному аппарату, и когда иглы перекрывают канал для прохода льна.

Скорость движения цепей (ремней) транспортера выбирается из условия обеспечения высокой работоспособности и получения ленты льна с параллельно расположенными стеблями. Выше указывалось, что стебли в ручье находятся под тем или иным углом, и если скорость транспортера равна скорости теребильных ремней, то стебли, переходя на транспортер, как правило, остаются также перекошенными и могут образовать в ленте льна так называемую «сетку». Для уменьшения этого перекоса скорость $v_{тр}$ транспортера у большинства машин принята меньше (на 15—30 %) скорости v_p теребильных ремней.

Минимальное значение ширины e_0 щели для прохода льна в поперечном транспортере определяется следующим образом (фиг. 108, а):

$$e_0 = \frac{\pi B d_c^2 \sin \alpha_{ин}}{4 v_{тр} \lambda_{тр} \left(1 - \frac{d_{ин}}{b_{ин} \cos \alpha_{ин}} \right)}, \quad (249)$$

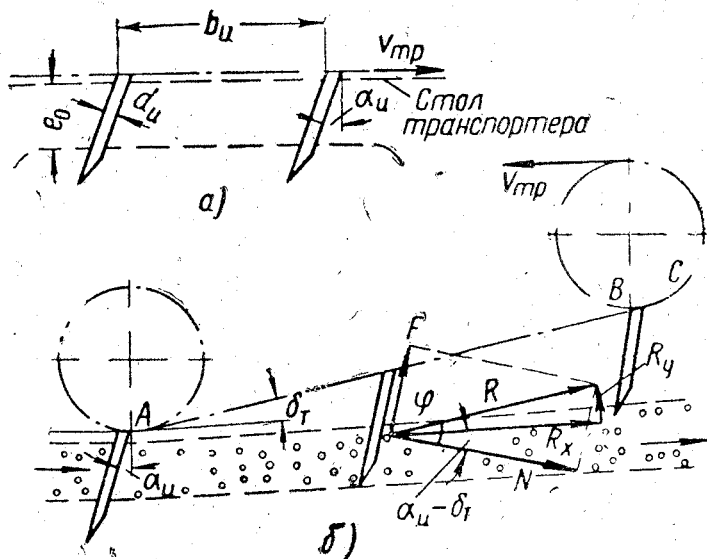
где d_c — диаметр стебля,

$v_{тр}$ — скорость цепей или ремней транспортера,

$d_{ин}$ — диаметр игл транспортера,

$b_{ин}$ — расстояние между иглами,

$\alpha_{ин}$ — угол отклонения игл от линии перпендикулярной направлению движения цепи,



Фиг. 108. Схема работы игл поперечного транспортера.

$\lambda_{\text{тр}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий заполнение сечения стеблями. $\lambda_{\text{тр}}$ зависит от засоренности льна, перекоса стеблей, наличия на стеблях листочков, семенных коробочек и других примесей. Чем больше засоренность, перекос стеблей, наличие листочков, тем меньше $\lambda_{\text{тр}}$. Для расчетов следует брать $\lambda_{\text{тр}} = 0,15-0,20$,

η_n — поправочный коэффициент, учитывающий возможное скопление массы в транспортере и неравномерное ее поступление. Для расчетов следует брать $\eta_n = 1,4-1,6$.

Значения B, i, n, v_m приводятся на стр. 81.

При расчете по формуле (249) необходимо брать определенные значения d_c и i с тем, чтобы при работе машин в разных условиях не было забиваний транспортера. Предельным значением i можно считать 3000 ст/м^2 ; при таком стеблестое диаметр стеблей невелик и для расчетов можно взять $d_c = 0,0012 \text{ м}$.

Иглы должны быть длиннее ширины e_0 щели с тем, чтобы они перекрывали канал для прохода льна.

Положение игл, т. е. угол α_n , определяется из условия полного схода стеблей с игл без затаскивания их в щели стола в момент, когда заканчивается транспортирование льна и иглы уходят в щели (фиг. 108, б). В этом случае, если иглы уходят двигаясь по прямой AB цепи и отклоняясь от своего движения на угол δ_t , между иглами и стеблями возникают силы трения, ввиду чего иглы могут действовать на стебель с нормальной силой N и силой трения F . Равнодействующая этих сил R может быть в зависимости от значений α_n, δ_t и φ (здесь φ — угол трения) направлена в разные стороны. Разложим силу R на две составляющие — R_x и R_y . Под действием составляющей R_x лен транспортируется; под действием же составляющей R_y , направленной перпендикулярно столу, стебли могут быть затянуты в щели стола и изломаны, если их сопротивление излому меньше R_y . Наибольшей опасности быть затянутыми в щели подвергаются стебли, расположенные ближе к столу транспортера (на фиг. 108, б верхние стебли). С учетом изложенного условия полного схода стеблей с игл выражается следующим образом:

$$R_y < P_{\text{изл}}, \quad (250)$$

где $P_{\text{изл}}$ — сила, необходимая для излома стебля

$$R_y = R_x \operatorname{tg}(\varphi - \alpha_n + \delta_t).$$

Сила R_x , с которой игла действует на стебель, зависит от веса транспортируемого льна, коэффициента трения и числа рядов игл (ремней или цепей) в транспортере. Вес транспортируемого иглой льна равен $\frac{B_m b_n G v_m \eta_n}{v_{\text{тр}} n_n}$, где G — вес одного свежесытеревленного стебля льна, n_n — количество рядов игл (ремней

или цепей), B_m — ширина захвата машины, а $\eta_{и}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность загрузки игл. Для расчетов сле-

дует брать $\eta_{и} \approx 1,5$. Тогда $R_x = \frac{B_m b_{и} G i f v_m \eta_{и}}{n_{и} v_{тр}}$, а R_y равно

$$R_y = \frac{B_m b_{и} G i f v_m \eta_{и}}{n_{и} v_{тр}} \operatorname{tg} (\varphi - \alpha_{и} + \delta_{т}). \quad (251)$$

На основании (250) и (251) получаем, что сход стеблей с игл обеспечивается при

$$\alpha_{и} > \varphi + \delta_{т} - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{P_{изл} n_{и} v_{тр}}{B_m b_{и} G i f v_m \eta_{и}}. \quad (252)$$

Слишком увеличивать угол $\alpha_{и}$ не следует, так как транспортирование стеблей может ухудшиться.

Проведенными опытами (стр. 57) установлено, что наименьшее значение силы $P_{изл}$ равно 0,031 Н. При $P_{изл} \approx 0,031$ Н, $n_{и} = 3$, $v_{тр} = 2,5$ м/с, $B_m = 1,5$ м, $b_{и} = 0,15$ м, $G \approx 0,007$ Н, $i = 1500$ ст/м², $f = 0,5$, $v_m = 2$ м/с и $\eta_{и} = 1,5 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{P_{изл} n_{и} v_{тр}}{B_m b_{и} G i f v_m \eta_{и}}$ окажется равными $\sim 3^\circ 45'$.

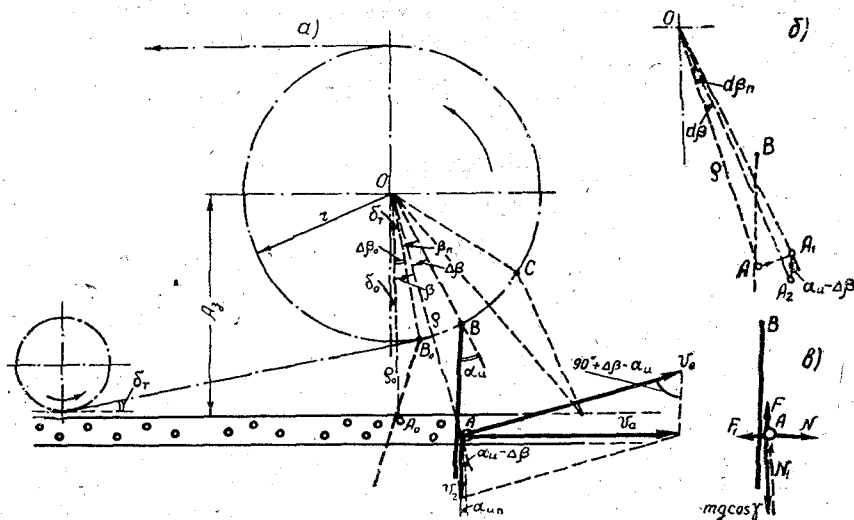
Если считать, что $P_{изл} \rightarrow 0$, то полный сход стеблей обеспечивается при

$$\alpha_{и} = \varphi + \delta_{т}. \quad (253)$$

Мы рассмотрели сход стеблей с игл на прямолинейном участке АВ транспортера (фиг. 108). Если же иглы уходят в щели стола на криволинейном участке ВС, то явление усложняется.

Рассмотрим случай, когда криволинейный участок транспортирует небольшую группу сцепленных стеблей, не связанных с другими, или отдельный стебель (фиг. 109). Пусть ряд игл транспортера в начале поворота захватил стебель (или группу стеблей) в точке A_0 . Соответственно и начало дуги, по которой движется цепь, обозначим B_0 . При дальнейшем движении точка А контакта стебля с иглой будет совершать сложное движение, состоящее из переносного движения вместе с иглой и относительного движения относительно иглы. Скорость v_r относительного движения направлена вдоль линии ВА иглы, составляющей с перпендикуляром к линии стола угол $\alpha_{ип}$, равный $\alpha_{и} - \delta_{т} - \beta_{п}$, где $\beta_{п}$ — угол поворота иглы, $\beta_{п} = \omega t$ (здесь ω — угловая скорость вращения, t — время).

Будем исследовать движение стебля в полярной системе координат с началом в центре О вращения иглы и полярной осью, совпадающей с линией OA_0 . Угол β наклона полярного радиуса ρ центра тяжести стебля будем отсчитывать от OA_0 по направ-



Фиг. 109. Схема воздействия пальца транспортера на стебель.

лению вращения иглы. Считаем, что выбранная система координат движется относительно земли вместе с агрегатом поступательно, прямолинейно и равномерно. Расчеты проведем при ряде допущений, которые облегчат решение этой весьма сложной задачи.

Положение стебля относительно начала иглы характеризуется некоторым углом $\Delta\beta$. Для его определения необходимо рассмотреть треугольник OAB . Применив теорему синусов и принимая ввиду малости $\Delta\beta \cos \Delta\beta$ равным 1, а $\sin \Delta\beta \approx \Delta\beta$, получаем (если радиус звездочки обозначить r):

$$\Delta\beta \approx \left(1 - \frac{r}{\rho}\right) \operatorname{tg} \alpha_u. \quad (254)$$

Начальные значения $\Delta\beta$ и q обозначим соответственно $\Delta\beta_0$ и q_0 .

Применим дифференциальные уравнения в обобщенных координатах (уравнения Лагранжа II рода). Положение стебля (или группы стеблей), принимаемого за механическую систему, будет определено, если известны координаты β и q его центра тяжести. Ввиду этого имеем две обобщенные координаты: β и q (третья координата, характеризующая поворот стебля вокруг оси, проходящей через его центр тяжести, на затягивание в щели стола не влияет). Уравнения Лагранжа II рода в этом случае будут:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_\beta; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q_q,$$

где T — кинетическая энергия стебля, Q_β и Q_q — обобщенные силы, β и q — обобщенные скорости.

Если пренебречь сопротивлением воздуха, то кинетическая энергия стебля в выбранной системе координат равна:

$$T = \frac{mv_c^2}{2} + \frac{mr_{ин}^2 \omega_{от}^2}{2} \cong \frac{m}{2} [v_e^2 + v_r^2 - 2v_e v_r \cos(90^\circ + \Delta\beta - \alpha_n) + r_{ин}^2 \omega_{от}^2],$$

где m — масса стебля, v_c — скорость центра тяжести стебля (v_c из-за малых размеров стебля приблизительно равна абсолютной скорости v_a его точки A), v_e — переносная скорость точки A стебля, $r_{ин}$ — радиус инерции стебля относительно оси, проходящей через его центр тяжести, перпендикулярно плоскости чертежа, $\omega_{от}$ — угловая скорость относительного вращения стебля.

Скорость v_e равна $\dot{\rho}$. Скорость v_r равна $\frac{\dot{\rho}}{\sin(90^\circ + \Delta\beta - \alpha_n)}$.

При малых значениях угла α_n (меньше 25°) $\operatorname{tg} \alpha_n - \alpha_n$ можно принять равным нулю, $\sin\left(\frac{r}{\rho} \alpha_n\right)$ равен $\sim \frac{r}{\rho} \alpha_n$, а $\cos\left(\frac{r}{\rho} \alpha_n\right)$ можно принять равным 1; тогда $v_r \approx \dot{\rho}$. Угол $90^\circ + \Delta\beta - \alpha_n$ с учетом (254) равен $\sim 90^\circ - \frac{r}{\rho} \alpha_n$.

Для определения зависимости $\dot{\beta}$ от $\dot{\beta}_n$, v_r , $\dot{\rho}$ и α_n рассмотрим схему на фиг. 109, б, на которой показан поворот иглы на угол $d\beta_n$. Если бы при этом повороте стебель не скользил по игле, то из положения A он перешел бы в A_1 . Благодаря же скольжению стебель окажется в точке A_2 . Из анализа этой схемы следует, что угол $d\beta$ поворота полярного радиуса ρ равен $\frac{ds - v_r \sin(\alpha_n - \Delta\beta) dt}{\rho}$, где ds — дуга AA_1 . При малых значениях α_n

$$\dot{\beta}_n \approx \dot{\beta} + \frac{r \alpha_n \dot{\rho}}{\rho^2}. \quad (255)$$

Принимая, что при работе транспортера стебли почти не поворачиваются относительно иглы, можно считать $\omega_{от} \approx \omega = \dot{\beta}_n$.

Окончательно T равно:

$$T \approx \frac{m}{2} \left[\left(\dot{\beta} + \frac{r \alpha_n \dot{\rho}}{\rho^2} \right)^2 (\rho^2 + r_{ин}^2) + \dot{\rho}^2 - 2r \alpha_n \dot{\rho} \left(\dot{\beta} + \frac{r \alpha_n \dot{\rho}}{\rho^2} \right) \right]. \quad (255')$$

Для нахождения обобщенных сил следует учесть, что на стебель действуют такие заданные силы (фиг. 109, в): составляющая сила веса $mg \cos \gamma$ (здесь g — ускорение свободного падения, а γ — угол наклона транспортера к горизонту), реакция N_1 нижней направляющей транспортера, нормальная реакция N , сила

трения F , равная fN (f — коэффициент трения) и направленная противоположно скорости v_r , и сила трения F_1 стебля о стол транспортера, равная fN_1 (если коэффициенты трения равны).

Реакция N_1 может быть определена, если учесть, что на стебель помимо $mg \cos \gamma$, N , F , N_1 и F_1 действуют переносная и кориолисова силы инерции. Составив сумму проекций сил на вертикальную ось и приравнявая ее нулю, можно определить зависимость N_1 от остальных сил и параметров транспортера. Чтобы не усложнять расчеты, рассмотрим лишь такой опасный случай, когда N_1 равно $mg \cos \gamma$, т. е. когда стебель не может уйти вниз под действием силы веса, и создаются условия для быстрого его затягивания вверх в щели стола. Решая таким образом задачу и подставив полученные выражения Q_β и Q_ρ в уравнения Лагранжа, получим (после исключения N и упрощения уравнения, считая, что $\frac{r\alpha_n}{\rho} \rightarrow 0$, а $\dot{\beta}_n = \text{const}$):

$$\ddot{\rho} + 2f\omega\dot{\rho} - \omega^2\rho - \frac{gfr\alpha_n}{\rho} \cos \gamma \cos (\beta + \delta_0) \approx -gf \cos \gamma [\sin (\beta + \delta_0) + f \cos (\beta + \delta_0)], \quad (256)$$

где δ_0 — угол, равный $\Delta\beta_0 - \delta_T$.

Для надежной работы транспортера без затаскивания стеблей необходимо, чтобы скорость v_c (или v_a) была направлена вдоль канала транспортера (как показано на фиг. 109, а). Это значит, что полярный радиус ρ стебля должен зависеть от угла β и расстояния A_3 от центра звездочки до канала по формуле

$$\rho = \frac{A_3}{\cos (\beta + \delta_0)}.$$

Определим $\dot{\rho}$ и $\ddot{\rho}$ дифференцированием этой зависимости по t . С учетом равенства (255) $\dot{\rho}$ равно:

$$\dot{\rho} = A_3\omega \frac{tg (\beta + \delta_0)}{\cos (\beta + \delta_0) + \frac{r\alpha_n}{2A_3} \sin 2 (\beta + \delta_0)},$$

а

$$\ddot{\rho} = A_3\omega^2 \frac{1 + \sin^2 (\beta + \delta_0) + \frac{2r\alpha_n}{A_3} \sin^3 (\beta + \delta_0)}{\cos^3 (\beta + \delta_0) \left[1 + \frac{r\alpha_n}{A_3} \sin (\beta + \delta_0) \right]^3} \left[1 - \frac{r\alpha_n \sin (\beta + \delta_0)}{A_3 - r\alpha_n \sin (\beta + \delta_0)} \right].$$

Подставляя эти значения в равенство (256), можно путем решения полученного уравнения определить необходимое значение угла α_n в зависимости от угла β . Решение этого уравнения показало, что с ростом β угол α_n также должен увеличиваться.

Расчеты вместе с тем показывают, что при угле B_0OC (фиг. 109, а) не более 3° α_n можно определить по формуле (253).

Раздел III. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ВЯЗАЛЬНЫХ АППАРАТОВ

§ 1. Характеристика вязальных аппаратов

Вязальные аппараты предназначены для автоматического связывания шпагатом снопов и выбрасывания их отдельно друг от друга.

Аппарат состоит из рамы, механизма упаковщиков, механизма включения, передач и периодически действующих механизмов иглы, узловязателя и сбрасывающих рук. В некоторых конструкциях аппаратов (ЛТВ-4) имеется механизм, уплотняющий стебли льна при их проколе носиком иглы и облегчающий тем самым работу иглы. Аппараты машин, производящие вязку необмолоченного льна, оборудуются также механизмом для разделения снопов.

Узловязатель состоит из зажима, клюва и ножа. Образование узла производится в нем по принципу, предложенному Апплеби. Различают два типа узловязателей: Мак-Кормика и Диринга.

В узловязателе Мак-Кормика применен зажим дискового типа и нож, неподвижно закрепленный на рамке. Клюв расположен наклонно по отношению к плоскости иглы.

В узловязателе Диринга применен зажим дискового типа, набранный из пластинок, и подвижный нож, укрепленный на стягивателе узла. Клюв расположен перпендикулярно игле.

Некоторые параметры вязальных аппаратов льноуборочных машин представлены в табл. 16. Аппарат ЛТВ-7 предназначался для вязки снопов льна небольшого диаметра (12—13 см). Поэтому у него высота вязального пространства и радиус иглы сравнительно малы. Остальные аппараты вяжут снопы больших размеров, и у них игла и вязальное пространство больше. Для повышения производительности почти у всех современных аппаратов увеличена скорость вращения вала сбрасывающих рук, т. е. уменьшено время цикла вязки (время полного оборота вала сбрасывающих рук — см. формулу 300) до 0,43—0,60 с.

§ 2. Характеристика сноповязального шпагата

Вязальные аппараты предназначены для работы на специальном шпагате, изготавливаемом у нас в основном из пеньки. Шпагат поступает в виде клубков массой около 4 кг, диаметром 190 мм и высотой 165 мм. Диаметр шпагата (нити) — 1,8—2,5 мм. Шпа-

Краткая характеристика вязальных аппаратов льноуборочных машин

Марка машины	Угол наклона вязального аппарата к горизонту	Количество колецчатых упакующих валов	Количество упакующих	Узловизатель	Частота вращения вала упакующих об/мин	Время пика за вязку, с	Средний радиус иглы (внешний), см	Высота вязального простанства (расстояние между столом и грудной доской), см	Количество сбрасываемых рук	Расположение разделителя стоев
ЛТВ-7	90°	1	2	типа Диринга	360	0,50	24,0	9,0	2	после вязального аппарата
ЛТВ-4 и «Депортер» (Бельгия)	15—25°	2	4	типа Мак-Кормика	200	0,60	33,5	14,0	4	до вязального аппарата
ЛКВ-4Т и ТВ-4 «Унион» (Бельгия)	20—30° 30—40°	1 1	3 4	» »	262 280	0,46 0,43	33,5 34,0	11,5 14,0	4 5	» »
«Керес» (Бельгия) ЛК-7	30—40° 90°	1 1	3 2	» типа Диринга	210 287	0,57 0,63	32,0 32,0	14,0 12,0	4 2	» отсутствует
СЛУЗ (Чехословакия)	0°	1	2	типа Мак-Кормика	90	2,00	32,0	17,0	3	»
СЛОЗ (Чехословакия)	0°	1	3	»	210	0,86	32,0	17,0	3	»
«Кокшут» (Канада)	0°	1	4	типа Диринга	243	0,74	33,0	16,5	4	»

гат стандартизован. Основные его показатели по ОСТ 6707/407 и ВТУ 9063—59 представлены в табл. 17. С 1 июля 1971 г. на шпагат введен новый ГОСТ 16266—70. По этому ГОСТу средняя крепость шпагата равна 31 кгс, минимальная крепость 26 кгс, допускаемые отклонения по толщине $\pm 4\%$.

Таблица 17

Основные показатели отечественного сноповязального шпагата

Номер ОСТА или ВТУ	Способ изготовле- ния	Сорт	Метрический номер шпа- гата	Допускаемое отклонение по номеру в %	Допускаемая неравномер- ность по по- меру в %	Крепость средняя шпагата		Допускае- мое откло- нение по крепости в %	Допускаемая неравномер- ность по кре- пости в %
						в Н	в кгс		
ОСТ 6707/407	Одно- ниточ- ный, ко- роткого прядения	Обычный	0,36	± 5	10	255	26	—	15
		„Экстра“	0,40	± 5	10	255	26	—	15
ВТУ 9063—59	Одно- ниточ- ный, длинно- го пряде- ния	Специ- альный	0,36	± 5	8	480	49	—5	15
		Повы- шенный	0,36	± 5	8,5	430	44	—5	16
		Нормаль- ный	0,36	± 5	9,5	392	40	—5	18

В ряде зарубежных стран для вязальных аппаратов производится шпагат из волокон, получаемых или из стволов прядильного банана — *Musa textilis* (манила), или из листьев агавы — *Agave sisalana* (сизаль). Цвет шпагата — бело-желтый, или красный. Сырье для шпагата добывается в Филиппинах, Индонезии, Австралии, Новой Гвинее и других тропических странах. По ряду важных свойств этот шпагат (его обычно называют манильским) является более приемлемым, чем пеньковый. Так манильский шпагат имеет равномерную толщину и высокую крепость — до 400—500 Н (40—50 кгс), что вполне достаточно; шпагат не является гигроскопичным и не меняет своих свойств при изменении влажности воздуха. Стягивание узла с клюва и резание шпагата ножом облегчаются благодаря повышенной его жесткости и несколько меньшему коэффициенту трения (согласно данным П. И. Бородина [7], коэффициент трения по стали у манилы равен 0,27, а у пеньки — 0,29).

Для надежной работы на пеньковом шпагате механизмы вязального аппарата должны быть выполнены с учетом свойств этого шпагата. Так, ввиду большей мягкости, большего коэффициента трения и меньшей крепости пенькового шпагата при работе аппарата на нем нож должен быть достаточно острым и плот-

но прилегать к противоречащему выступу зажима с тем, чтобы обеспечить надежное резание нитей; челюсти клюва должны иметь несколько большую конусность и обеспечить легкий сход узлов без заеданий и обрывов шпагата (более подробно это будет рассмотрено ниже). Кроме этого, все направляющие отверстия для шпагата очищаются от заусенцев и острых выступов, что значительно облегчает работу аппарата и почти полностью ликвидирует обрывы шпагата.

Многолетний опыт испытания и хозяйственной работы льноуборочных машин показал, что вязальные аппараты при правильном их изготовлении работают на пеньковом шпагате также надежно, как и на манильском.

§ 3. Циклограмма работы вязального аппарата

Последовательность действия педали включения, иглы, зажима, клюва, ножа и разделителя вязального аппарата удобно представить графически. Такие графики, названные циклограммами, впервые предложены проф. В. И. Нагибиным. На циклограммах представлены начало, конец и продолжительность рабочих ходов механизмов вязального аппарата в зависимости от угла поворота вала сбрасывающих рук. Циклограммы весьма удобны для исследования и проверки взаимодействия механизмов аппарата.

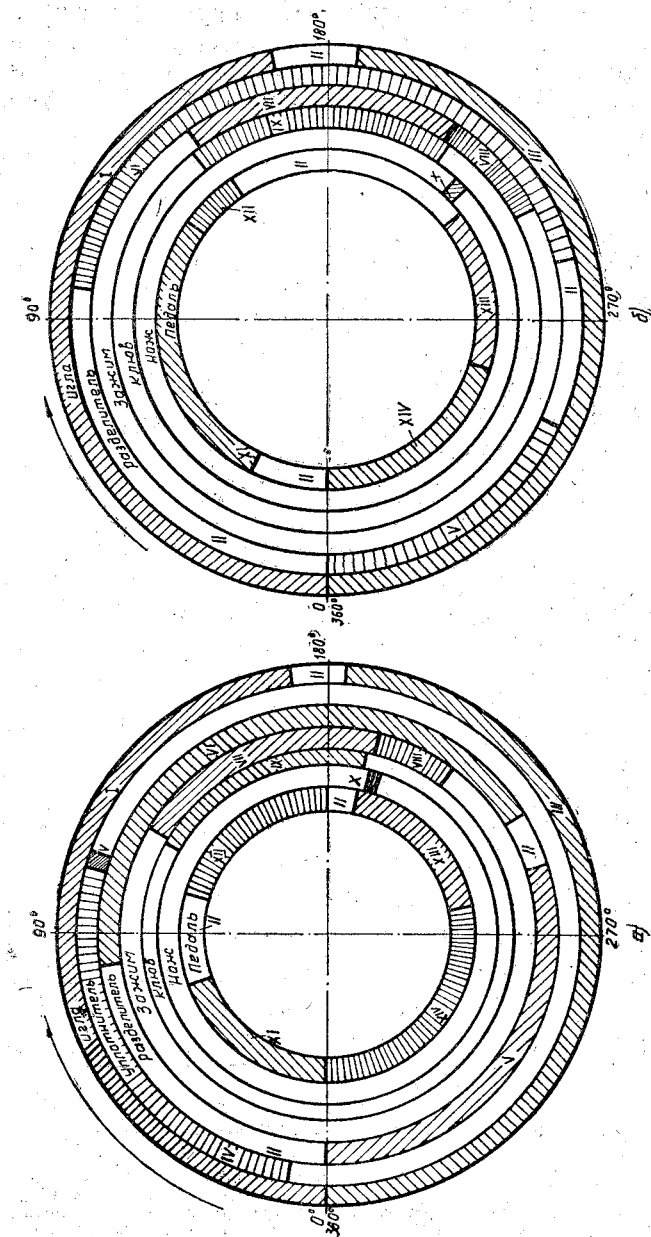
На фиг. 110 в качестве примера приведены циклограммы последовательности действия рабочих органов вязальных аппаратов ЛТВ-4 и ТВ-4.

§ 4. Анализ работы муфты и механизма включения вязального аппарата

Прежде чем исследовать процесс вязки и связывания снопов произведем силовой анализ механизмов включения и исследование работы муфты включения.

На фиг. 111 представлены схемы механизмов включения вязальных аппаратов. Механизм «а» имеет возвратно-вращательный затвор, шарнирно связанный с валом иглы. В схеме «б» — затвор возвратно-вращательный, жестко связанный с валом педали. Механизм «в» имеет затвор возвратно-поступательный, шарнирно-связанный с качающейся опорой вала педали.

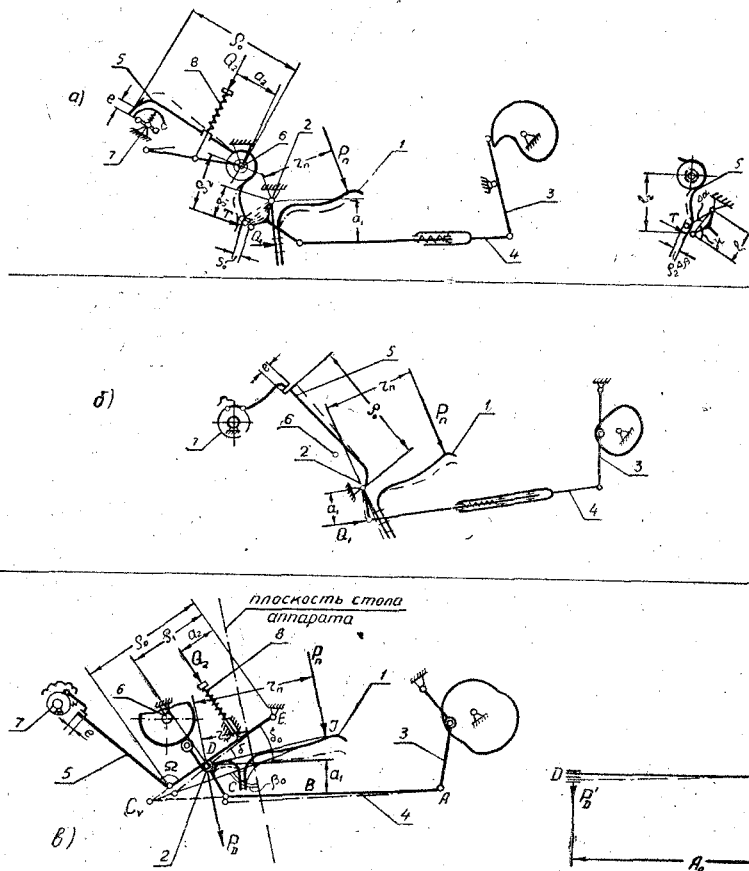
Рассмотрим взаимодействие деталей отмеченных механизмов и зависимость между силой сжатия пружины затвора и крутящим моментом, действующим на педаль включения. Считая, что связи в механизмах являются совершенными, проведем расчеты на основе принципа возможных перемещений.



Фиг. 110. Циклограммы последовательности действия механизмов вязальных аппаратов с разделителем снопов:

а — ЛТВ-4; б — ЛКВ-4 (ТВ-4): I — движение вперед; II — мертвое положение; III — движение назад; IV — движение против иголки; V — обратное движение; VI — рабочий ход; VII — движение до зажима нити; VIII — движение после зажима нити; IX — полный оборот; X — резание; XI — отход педали; XII — поджатие снопа педалями; XIII — отход педали для выбрасывания снопа; XIV — возвращение педали в исходное положение.

В схеме «а» результирующая сила P_n , возникающая от давления стеблей на педаль включения 1, приводит к повороту педали вокруг оси валика 2. При этом сжимаются пружина 4 и пружина 8 затвора, который стремится повернуться вокруг оси вала иглы из-за того, что на его конец давит ролик рычага валика 2. В соответствии с изложенным можно получить следующие зависимости:



Фиг. 111. Схемы механизмов включения вязальных аппаратов льноуборочных машин:

а) схема механизма с возвратно-вращательным затвором, шарнирно связанным с валом иглы и с приводом педали от вала сбрасывающих рук (льноподборщик «Кокшут»); б) схема механизма с возвратно-вращательным затвором, жестко связанным с валом педали (льноподборщики СЛУЗ и СЛОЗ, льнокомбайн типа ЛКВ-4Т); в) схема механизма с возвратно-поступательным затвором, шарнирно связанным с качающейся опорой вала педали (льнокомбайн ЛК-7, льнотеребилка ЛТВ-4); 1 — педаль; 2 — валик педали; 3 — коромысло; 4 — тяга; 5 — затвор; 6 — вал иглы; 7 — вал упаковщиков (вал муфты включения); 8 — пружина затвора.

$$\left. \begin{aligned} P_{\Pi} r_{\Pi} &= Q_1 a_1 + T \rho_1; \\ T \rho_2 &= Q_2 a_2, \end{aligned} \right\} \quad (257)$$

где Q_1 — сила, с которой сжимается пружина тяги 4,
 T — сила, с которой ролик рычага давит на конец затвора,
 a_1 — расстояние от оси валика педали до линии действия силы Q_1 ,
 ρ_1 — расстояние от оси валика педали до линии действия силы T ,
 ρ_2 — расстояние от оси вала иглы до линии действия силы T ,
 Q_2 — сила сжатия пружины затвора,
 a_2 — расстояние от оси вала иглы до линии действия силы Q_2 .

Из (257) находим:

$$P_{\Pi} r_{\Pi} = Q_1 a_1 + Q_2 a_2 \frac{\rho_1}{\rho_2}. \quad (258)$$

Для включения передачи на узловязатель затвор должен вернуться на угол $\Delta\beta$, соответствующий подъему загнутого конца на величину e . Имея в виду, что расстояние от оси вала иглы до конца затвора равно ρ_0 , а угол $\Delta\beta$ принимает весьма небольшие значения, можно получить:

$$\Delta\beta \cong \frac{e}{\rho_0}. \quad (259)$$

Поворот валика педали на угол $\Delta\alpha$ приводит к перемещению конца тяги 4 влево на расстояние $a_1 \Delta\alpha$; ролик рычага перемещается влево на расстояние $l_1 \Delta\alpha \cos(90 - \gamma)$, где γ — угол между направлением силы T и линией, соединяющей центр ролика с осью валика педали (фиг. 111, а), а l_1 — расстояние от центра ролика до оси валика.

При повороте валика педали сначала ликвидируется зазор s_0 между роликом и коротким концом затвора и одновременно сжимается пружина тяги 4; лишь после этого начинается поворот затвора. Ввиду отмеченного, угол $\Delta\alpha$ окажется равным:

$$\Delta\alpha \cong \frac{s_0 + \frac{e}{\rho_0} l_2}{l_1 \sin \gamma}. \quad (260)$$

Между углом поворота педали $\Delta\alpha$ и абсолютным перемещением $\Delta_{\text{вк}}$ ее точки, расположенной на высоте $1/2 h$, существует зависимость: $\Delta_{\text{вк}} = r_{\Pi} \Delta\alpha$.

Силы Q_1 и Q_2 зависят от предварительного сжатия пружин и дополнительного их сжатия при повороте педали и затвора:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &\cong c_1 s_1 + c_1 a_1 \Delta\alpha; \\ Q_2 &\cong c_2 s_2 + c_2 a_2 \Delta\beta, \end{aligned} \right\} \quad (261)$$

где c_1, c_2 — жесткости пружин,

s_1, s_2 — осадки пружин при предварительном сжатии.

С учетом (259), (260) и (261) имеем:

— при сжатии только пружины тяги 4 (и ликвидации зазора s_0)

$$P_{\pi} r_{\pi} = a_1 c_1 \left(s_1 + \frac{a_1 s_0}{l_1 \sin \gamma} \right), \quad (262)$$

— при сжатии обеих пружин

$$P_{\pi} r_{\pi} = a_1 c_1 \left(s_1 + a_1 \frac{s_0 + \frac{e}{\rho_0} l_2}{l_2 \sin \gamma} \right) + a_2 c_2 \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(s_2 + a_2 \frac{e}{\rho_0} \right). \quad (263)$$

Полученные зависимости показывают характер возрастания крутящего момента, приложенного к валику педали, в зависимости от параметров механизма, жесткостей пружин и их регулировки.

Если пружина в тяге 4 отсутствует, то для такого механизма справедливы все выведенные формулы при условии, что $Q = 0$ и $s_0 = 0$, т. е.:

$$\Delta \alpha \cong \frac{e l_2}{l_1 \rho_0 \sin \gamma}, \quad (264)$$

$$P_{\pi} r_{\pi} \cong a_2 c_2 \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(s_1 + a_2 \frac{e}{\rho_0} \right). \quad (265)$$

Схема «б» (фиг. 111) является частным случаем схемы «а» при условии, что $Q_2 = 0$ и $s_0 = 0$. Для этого механизма $\Delta \alpha$ определяется по формуле (264), а $P_{\pi} r_{\pi}$ равно:

$$P_{\pi} r_{\pi} \cong a_1 c_1 \left(s_1 + \frac{a_1 e l_2}{l_1 \rho_0 \sin \gamma} \right). \quad (266)$$

В механизме «в» (фиг. 111) сила P_{π} , действуя на педаль, не приводит к ее повороту относительно оси валика, так как этому мешает тяга 4. Под действием силы P_{π} звено DC , соединяющее тягу 4 с валиком педали, совершает плоскопараллельное движение с мгновенным центром вращения в точке C_v ; при этом левый конец валика вместе с опорой перемещается по направлению силы P_D , а планка опоры валика поворачивается, отчего затвор выходит из контакта с собачкой муфты включения. Для этого механизма справедливы следующие равенства:

$$\left. \begin{aligned} (IC_v) P_{\pi} \cos(\delta - \Delta \delta) &= P_D (DC_v) \cos \delta; \\ P_D a_0 &= P'_D A_0; \\ P'_D \rho_1 \cos \delta &= Q_2 a_2, \end{aligned} \right\} \quad (267)$$

где IC_v — расстояние от точки I педали (через которую проходит сила P_{π}) до оси, проходящей через мгновенный центр вращения C_v и параллельной оси валика,

P_D — сила, с которой тянется валик в месте крепления педали,

DC_v — расстояние от оси валика в месте крепления педали до оси, проходящей через мгновенный центр вращения C_v ,

a_0 — расстояние от середины педали включения до середины правой опоры,

A_0 — расстояние между опорами валика педали,

P'_D — сила, с которой левый конец валика тянет опору,

Q_1 — расстояние от центра левой опоры валика до оси поворота планки,

δ — угол между планкой затвора и плоскостью, в которой находится педаль включения,

Q_2 — сила сжатия пружины,

a_2 — расстояние от оси поворота планки до линии действия силы Q_2 ,

$\Delta\delta$ — угол DC_vJ .

Из (267), считая, что из-за малости угла $\Delta\delta \cos \Delta\delta \cong 1$, а $\sin \Delta\delta \cong \Delta\delta$, находим:

$$P_n = Q_2 \frac{a_2 A_0}{a_0 \rho_1 (\cos \delta + \Delta\delta \sin \delta)} \frac{DC_v}{IC_v}. \quad (268)$$

Если вообще пренебречь углом $\Delta\delta$, то получим:

$$P_n \cong Q_2 \frac{a_2 A_0}{a_0 \rho_1 \cos \delta} \frac{DC_v}{IC_v}. \quad (268')$$

Для того, чтобы вывести затвор из-под собачки на величину e , угол поворота планки $\Delta\alpha$ должен быть равен:

$$\Delta\alpha \cong \frac{e}{\rho_0} \sin \Omega, \quad (269)$$

где Ω — угол между затвором 5 и планкой DE .

Этому углу поворота соответствует перемещение левого конца валика педали включения на величину $Q_1 \Delta\alpha \cong \frac{e}{\rho_0} Q_1 \sin \Omega$. Валик в месте крепления педали переместится на величину $\sim \frac{a_0 e \rho_1}{A_0 \rho_0} \sin \Omega$. Звено DC , соединяющее тягу 4 с валиком педали, совершает при этом, как уже указывалось, плоскопараллельное движение с мгновенным центром в точке C_v . При передвижении точки D валика в месте крепления педали на путь $\frac{a_0 e \rho_1}{A_0 \rho_0} \sin \Omega$ точка J педали пройдет путь, больший в $\frac{IC_v}{DC_v}$ раз. Если расстояние JD , равное r_n , представить как сумму $\sim (r_n + \frac{h}{2})$, где r_n — расстояние от точки D до плоскости стола, по

которому движутся стебли в аппарате, то JC_v окажется равным:

$$IC_v \cong \sqrt{(DC_v)^2 + \left(r_k + \frac{h}{2}\right)^2 - 2(DC_v)\left(r_k + \frac{h}{2}\right) \cos(180 - \delta)}.$$

Обозначив отношение $\frac{IC_v}{DC_v}$ через χ , и, имея в виду, что $DC_v = \frac{a_1}{\sin \delta_0}$, где a_1 — расстояние от точки D до линии тяги 4, а δ_0 — угол между планкой и тягой 4, находим:

$$\chi \cong \sqrt{1 + \left(\frac{2r_k + h}{2a_1}\right)^2 + \frac{2r_k + h}{a_1} \sin \delta_0 \cos \delta}. \quad (270)$$

Расстояния JC_v и DC_v могут быть определены и непосредственными замерами (по чертежам или на самом аппарате).

С учетом изложенного заключаем, что при повороте планки на угол $\Delta\alpha$ точка J педали пройдет путь Δ_{BK} , параллельный столу и равный:

$$\Delta_{BK} \cong \frac{a_0 e \rho_1 \chi}{A_0 \rho_0} \sin \beta_0 \sin \Omega, \quad (271)$$

где β_0 — угол между линией JC_v и плоскостью стола.

Обычно угол β_0 близок к 90° .

Равенство (271) получено без учета зазора в сочленениях. Из-за имеющихся зазоров Δ_{BK} фактическое будет больше расчетного.

Углу поворота $\Delta\alpha$ соответствует осадка пружины, равная $a_2 \Delta\alpha$. Ввиду этого и учитывая равенство (269), можно определить Q_2 .

$$Q_2 \cong c_2 \left(s_2 + \frac{a_2 e \sin \Omega}{\rho_0} \right), \quad (272)$$

где c_2 — жесткость пружины,

s_2 — первоначальная осадка пружины.

С учетом (272) равенство (268) может быть представлено в следующем виде:

$$P_n \cong \frac{A_0 a_2 c_2}{a_0 \rho_1 \chi \cos \delta} \left(s_2 + \frac{a_2 e \sin \Omega}{\rho_0} \right). \quad (273)$$

Так определяется давление стеблей на педаль включения, при котором происходит ее поворот и включение передачи на периодически действующие механизмы аппарата.

Сила давления стеблей на педаль включения может быть также определена, если воспользоваться способом проф. Н. Е. Жуковского, т. е. если построить повернутый на 90° план скоростей механизма включения, перенести на него действующие силы и составить уравнения моментов сил относительно полюса повернутого плана скоростей, причем для определения сил Q_1 и Q_2 по-

требуется вычислить деформации пружин аналогично тому, как это сделано выше.

Переходим к анализу работы муфты включения, проведенному совместно с В. С. Бриком. При работе аппарата после поворота педали включения и затвора собачка муфты включения под действием пружины поворачивается и включает передачу к механизмам периодического действия.

Для рассмотрения работы муфты включения обратимся к фиг. 112. Как видно из схемы, на собачку $АОВС$ в правой части действует сила $P_{п1}$, прижимающая ролик к стенке муфты, и сила реакции R со стороны стенки и ролика на конец C собачки. Сила R является результирующей сил реакций, действующих со стороны стенки на участке DEG контакта ролика со стенкой муфты. Угол DEG обозначим α . Если исходить из равномерного распределения давления под роликом собачки, то линия EC действия силы R делит дугу DEG пополам; таким образом, угол DCE равен $\frac{\alpha}{2}$.

Для лучшего прижатия ролика к стенке муфты желательно, чтобы линия действия силы R проходила по линии CO или выше ее. Исходя из этих соображений, можно графически определить необходимое значение угла α . В то же время угол α не должен быть больше $80-85^\circ$, иначе будет трудно разомкнуть муфту, т. е. вывести ролик из соприкосновения со стенкой муфты. Если линия действия силы R проходит выше линии CBO или совпадает с этой линией, то потребуется сравнительно небольшая сила $P_{п1}$ для прижатия ролика собачки к стенке муфты.

Если же сила R пройдет ниже линии CO (как на фиг. 112), то потребуется большее давление $P_{п1}$ со стороны пружины на собачку для обеспечения замыкания муфты. Для определения необходимого значения силы $P_{п1}$ составим уравнение моментов сил, действующих на собачку, относительно центра вращения O :

$$\Sigma M_o = P_{п1}r - Rl \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \beta\right) = 0, \quad (274)$$

где r — расстояние от центра O собачки до линии действия силы $P_{п1}$,

l — длина OC собачки,

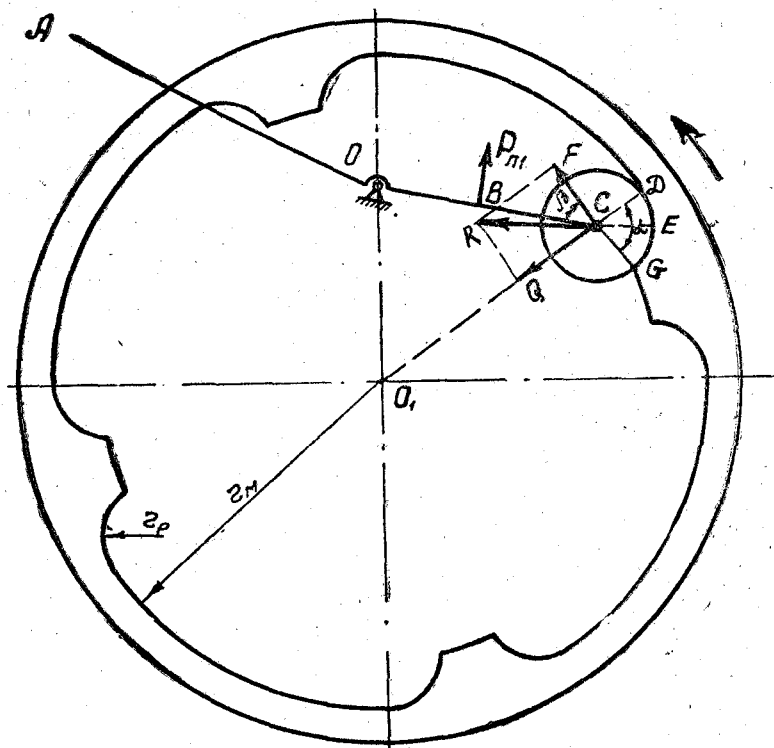
β — угол между направлением силы F и линией CO .

Сила F является одной из составляющих результирующей силы реакции R и перпендикулярна радиусу O_1C вращения. Второй составляющей силы R является нормальная сила Q , направленная по радиусу O_1C . Если известен крутящий момент $M_{км}$, передаваемый при работе муфты, то сила F равна:

$$F = \frac{M_{км}}{r_m - r_p}, \quad (275)$$

где r_m — радиус муфты включения,

r_p — радиус ролика собачки.



Фиг. 112. Схема сил, действующих на собачку механизма включения.

Если же задана передаваемая мощность N при вращении муфты, то сила F равна:

$$F = \frac{30N}{\pi n_M (r_M - r_P)}, \quad (275')$$

где n_M — частота вращения муфты включения, об/мин.

Из схемы на фиг. 112 видно, что сила R равна:

$$R = \frac{F}{\sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (276)$$

Из (274) и (276) находим:

$$P_{п1} = F \frac{l}{r} \left(\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \cos \beta - \sin \beta \right). \quad (277)$$

Если таким образом рассчитать силу давления пружины на собачку, то прижатие ролика к стенке муфты будет обеспечено.

Определим теперь время поворота собачки и необходимое

The diagram shows a mechanical system. A large circular body with a dashed outer boundary and a solid inner boundary is centered at O_1 . A smaller circular body is centered at O . A spring is attached to the large body at point B and to a fixed point. A force P_{TH} is applied to the small body at point C . A distance ε_D is indicated from O_1 to the dashed boundary. A distance α is indicated at the bottom. Angles φ and φ_1 are shown at the top left, along with points A and A_1 and a distance H_0 .

Для расчета времени, необходимого для поворота собачки на угол φ_1 , составим дифференциальное уравнение вращательного движения собачки вокруг оси O без учета сил трения в опоре, сопротивления воздуха и веса собачки (центр тяжести собачки находится вблизи центра вращения):

где J_0 — момент инерции собачки относительно оси 0,
 φ — угловое ускорение собачки;
 $P_{\text{пм}}$ — сила давления сжатой пружины.

Сила $P_{\text{пм}}$ равна (с некоторым приближением):

$$P_{\text{пм}} \approx P_{\text{п1}} + cr(\varphi_1 - \varphi), \quad (279)$$

где $P_{\text{п1}}$ — сила давления пружины на собачку в момент, когда ролик прижимается к стенке муфты,

c — жесткость пружины,

φ_1 — угол поворота собачки, соответствующий ее перемещению из положения A_0OC_0 в положение A_1OC_1 .

φ — угол поворота собачки из положения A_0OC_0 в положение AOC (текущее значение угла).

Из (278) и (279) приходим к следующему дифференциальному уравнению второго порядка:

$$\ddot{\varphi} + \frac{cr^2}{I_0} \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{P_{\text{п1}}}{cr} \right) = 0. \quad (280)$$

Интеграл этого уравнения равен:

$$\varphi = \frac{P_{\text{п1}}}{cr} + \varphi_1 + C_1 \sin \left(\sqrt{\frac{cr^2}{I_0}} \cdot t + C_2 \right), \quad (281)$$

где t — время поворота собачки;

C_1 и C_2 — произвольные постоянные интегрирования, определяемые исходя из того, что при $t = 0$, $\varphi = 0$, $\dot{\varphi} = 0$.

$$C_1 = -\frac{P_{\text{п1}}}{cr} - \varphi_1; \quad C_2 = \frac{\pi}{2}.$$

Тогда

$$\varphi = \left(\frac{P_{\text{п1}}}{cr} + \varphi_1 \right) \left(1 - \cos \sqrt{\frac{cr^2}{I_0}} t \right). \quad (282)$$

Из полученной формулы видно, что угол поворота собачки увеличивается с ростом силы давления пружины $P_{\text{п1}}$ и уменьшением момента инерции собачки I_0 .

Время $t_{\text{пс}}$, в течение которого собачка повернется на угол φ_1 и коснется стенки муфты, может быть определено из (282), если вместо φ подставить φ_1 , а вместо t подставить $t_{\text{пс}}$:

$$t_{\text{пс}} = \sqrt{\frac{I_0}{cr^2}} \arccos \frac{P_{\text{п1}}}{P_{\text{п1}} + cr\varphi_1}. \quad (283)$$

Анализ формулы (283) показывает, что для уменьшения времени поворота собачки нужно стремиться к уменьшению момента инерции I_0 и угла φ_1 , а также к увеличению радиуса r и жесткости c пружины.

В течение времени $t_{\text{пс}}$ муфта включения повернется на угол $\frac{\pi n_M}{30} t_{\text{пс}}$, а выступ D муфты опишет путь

$$S = r_D \frac{\pi n_M}{30} \cdot t_{\text{пс}}, \quad (284)$$

где r_D — радиус O_1D .

Для надежной работы механизма включения необходимо, чтобы расстояние между выступами муфты DD' было больше s (в этом случае ролик после освобождения собачки затвором и перехода через выступ муфты успеет повернуться и войти в соприкосновение со стенкой муфты и следующим ее выступом), т. е. чтобы $DD' > s$.

Принимая, что $\frac{\pi}{30} \cong 0,1$, получим

$$DD' > 0,1 \cdot r_D \cdot n_m \cdot t_{nc} \quad (285)$$

Работа механизма включения зависит от количества выступов (кулачков) муфты и расстояния DD' . Это расстояние, как видно из неравенства (285), не должно быть меньше $0,1 r_D \cdot n_m \cdot t_{nc}$. С другой стороны, чрезмерное увеличение расстояния DD' также нежелательно, поскольку при этом увеличивается продолжительность срабатывания механизма включения от начала отжатия затвора до захвата кулачками муфты собачки включения, что может привести к увеличению количества стеблей, поступающих в копильное пространство вязального аппарата, а также к повышению напряжения в деталях механизма вязки.

Будем считать, что расстояние DD' должно быть больше s в k_m раз, где k_m — коэффициент, значения которого выбираются из конструктивных соображений и равны $1,3 \div 1,5$. Тогда:

$$DD' = 0,1 \cdot k_m \cdot r_D \cdot n_m \cdot t_{nc} \quad (286)$$

а число m кулачков муфты включения определится из равенства

$$2\pi r_D \approx m(0,1 \cdot k_m \cdot r_D \cdot n_m \cdot t_{nc} + a),$$

где a — ширина выступа муфты.

Отсюда находим:

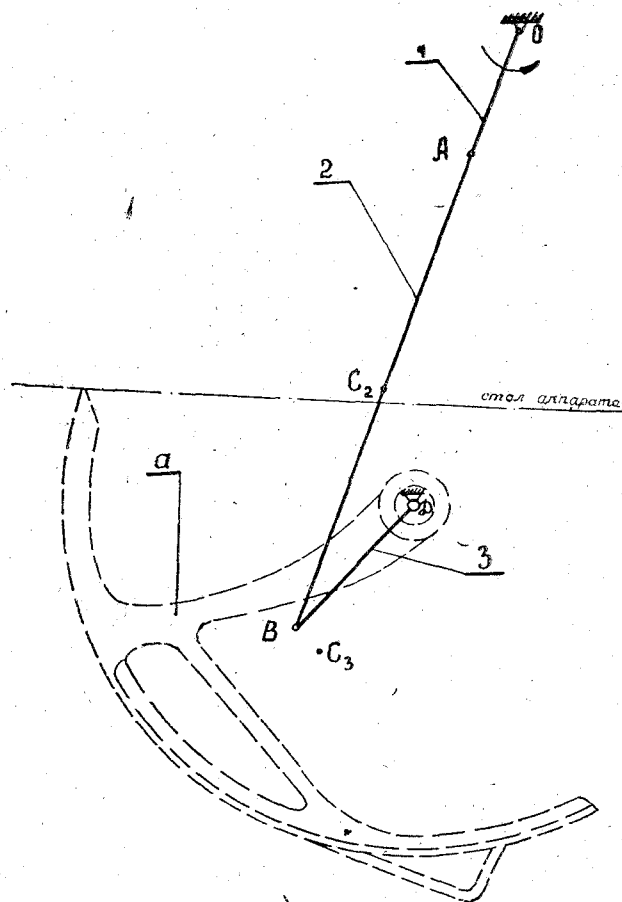
$$m \approx \frac{2\pi r_D}{0,1 \cdot k_m r_D \cdot n_m \cdot t_{nc} + a} \quad (287)$$

При расчетах для обеспечения устойчивой работы механизма включения дробные значения m округляют в меньшую сторону.

Применяя полученные зависимости для расчета механизма включения вязального аппарата ЛКВ-4Т, у которого момент инерции собачки $J_0 = 33,2 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$ ($0,0332 \text{ кгс} \cdot \text{см} \cdot \text{с}^2$), $P_{ш} = 27,2 \text{ Н}$ ($2,72 \text{ кгс}$); $\varphi_1 = 24^\circ = 0,44 \text{ рад.}$, $c = 53,7 \text{ Н/см}$ ($5,37 \text{ кгс/см}$), $r = 1,8 \text{ см}$, находим время поворота собачки $t_{nc} = 0,0422 \text{ с}$. Так как $r_D = 50 \text{ мм}$, а $n_m = 200 \text{ об/мин.}$, то $s = 42,2 \text{ мм}$. При $k_m = 1,5$ и $a = 10 \text{ мм}$ m будет равно 4,28. Округляя, получим $m = 4$.

Муфта включения выполняет важную роль по включению периодически действующих механизмов вязального аппарата (механизм иглы, сбрасывающие руки, узловязатель, передача). После полного оборота вала сбрасывающих рук и оконча-

ния цикла вязки, когда эти механизмы нужно остановить, вся кинетическая энергия звеньев механизмов гасится специальной пружиной, поддерживающей затвор, (вязальные аппараты ЛТВ-4 и ЛК-7) или же воспринимается затвором и связанным с



Фиг. 114. Схема четырехшарнирного механизма привода иглы вязального аппарата:

1 — кривошип, 2 — шатун, 3 — коромысло, «а» — игла, О — вал сбрасывающих рук, Д — вал иглы, C_2 и C_3 — центры тяжести шатуна и коромысла с иглой и валом.

ним валом педали (аппарат ТВ-4). В связи с этим представляет интерес определить кинетическую энергию звеньев периодически действующих механизмов и силу давления собачки механизма включения аппарата на затвор в момент остановки этих меха-

низмов. Тем самым можно будет определить давление, которое передается на пружину или на вал педали включения.

Положение звеньев механизма иглы в момент, когда цикл вязки закончился, представлено на фиг. 114. В этом положении точка A (конец кривошипа) движется со скоростью

$$v_A = \frac{\pi n_{сб}}{30} l_{O_1A} \approx \frac{n_{сб}}{10} l_{O_1A}, \text{ где } n_{сб} — \text{число оборотов вала сбрасывающих рук в мин, } l_{O_1A} — \text{длина кривошипа } O_1A. \text{ Точка } B \text{ находится в крайнем нижнем положении и стоит на месте. Шатун } AB \text{ поворачивается с угловой скоростью } \omega_{ш} = \frac{v_A}{l_{AB}} \approx \frac{n_{сб}}{10} \cdot \frac{l_{O_1A}}{l_{AB}},$$

где l_{AB} — длина шатуна, а его центр тяжести C_2 движется со скоростью $v_{C_2} \approx \frac{n_{сб}}{10} \cdot \frac{l_{O_1A}}{2}$. Тогда кинетическая энергия механизма иглы, сбрасывающих рук и передачи равна:

$$T \approx \frac{n_{сб}^2}{200} \left[I_{пр. сб} + I_{C_2} \left(\frac{l_{O_1A}}{l_{AB}} \right)^2 + \frac{G_2}{2g} l_{O_1A}^2 \right], \quad (288)$$

где $J_{пр. сб}$ — приведенный к валу сбрасывающих рук момент инерции от его масс и масс деталей передачи на него,

J_{C_2} — момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости чертежа,

G_2 — вес шатуна.

Эта кинетическая энергия передается через собачку механизма включения на конец затвора, перемещающийся вместе с собачкой на некоторый путь Δl . Тогда сила давления на затвор равна:

$$P_3 \approx \frac{T}{\Delta l}.$$

Как видим, сила давления, воспринимаемая концом затвора, возрастает пропорционально квадрату угловой скорости вала сбрасывающих рук. Соответственно возрастает нагрузка на ось собачки механизма включения, ось затвора и другие детали, принимающие участие в остановке периодически действующих механизмов аппарата.

Для уменьшения нагрузки на звенья механизма включения необходимо, чтобы остановка периодически действующих механизмов производилась в тот момент, когда их кинетическая энергия близка к минимуму. Этого, в частности, можно добиться, если передачу на механизмы выключить в момент, когда скорости движения иглы, уплотнителя и разделителя близки к нулю.

§ 5. Расчет процесса формирования, сжатия и связывания снопа. Тугость вязки

Рабочие органы вязального аппарата, производящие формирование, сжатие и связывание льна, должны образовать сноп определенной плотности или тугости; чем больше тугость вязки, тем лучше снопы сохраняются при погрузке, разгрузке, транспортировке, складировании и мочке. Особенно большая тугость вязки требуется при сдаче соломки на льнозаводы, оборудованные пневмотранспортерами снопов. Необходимость увеличения тугости вязки снопов диктуется и экономическими соображениями, а именно — чем больше тугость вязки, тем меньше расход шпагата на связывание льна.

Проблемы тугости вязки не было бы, если в вязальных аппаратах во время связывания снопа весь шпагат, из которого образуется перевясла, соприкасался бы со льном и обтягивал его. Существующие аппараты устроены таким образом, что от льна, находящегося на вязальном столе, до клюва, образующего узел, всегда имеется некоторое пространство, где обе нити, стягивающие сноп, не соприкасаются со стеблями и составляют, следовательно, непродуктивную часть перевясла. Это пространство образуется прорезью грудной доски и расстоянием от доски до клюва. При выбрасывании снопа из аппарата из-за нитей шпагата, находящихся в указанном пространстве, вязка снопа ослабляется.

Для уменьшения влияния этого пространства на тугость вязки сноп в момент связывания сильно сжимается, а после вязки и выбрасывания из аппарата, благодаря своей упругости, лен несколько разжимается; при этом улучшается заполнение перевясла стеблями, и тугость вязки повышается. Сжатие льна во время вязки достигается уплотнением стеблей упаковщиками, сжатием снопа грудью иглы и некоторым поджатием стеблей педалью включения.

Тугость вязки может выражаться в ньютонах (или килограммах) как сила натяжения нити перевясла, или в %. Под тугостью вязки снопа μ , выраженной в %, принято считать отношение обхвата снопа L_5 в месте перевясла под грузом 50 Н (5 кгс) к длине L_{Π} перевясла, умноженное на 100:

$$\mu = \frac{L_5}{L_{\Pi}} 100\% \quad (289)$$

На основе имеющегося опыта использования льноуборочных машин и обращения со снопами машинной вязки можно считать, что вполне удовлетворительными для практических целей значениями тугости вязки снопов, имеющих обхват 50—80 см, являются:

- а) для погрузки снопов, перевозки, разгрузки, складирования и обмолота (снопы сухие) 75% и более,
- б) для транспортировки снопов пневмотранспортом и погрузки снопов в мочила (при холодноводной мочке) 90% и более.

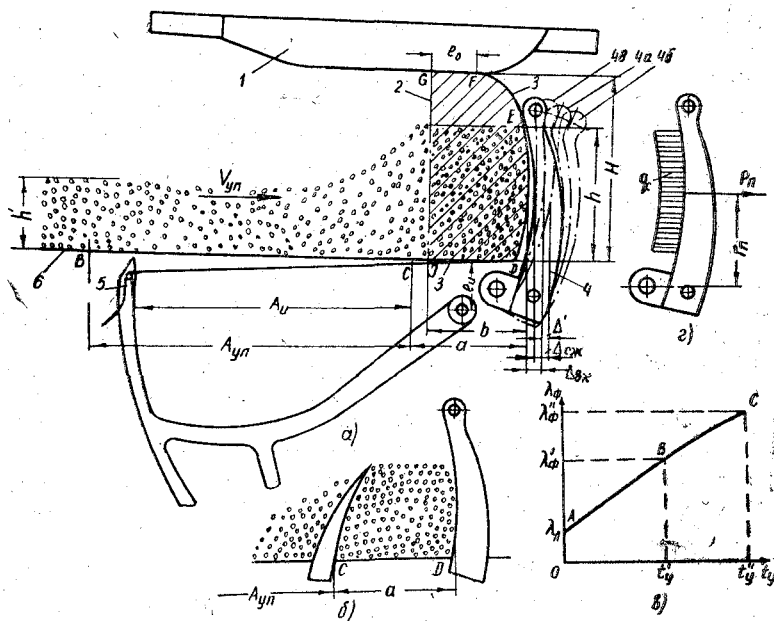
Для выяснения вопроса о влиянии сушки свежевытеребленных снопов в поле на их тугость вязки нами проводились замеры снопов льна машинной вязки разного диаметра до и после сушки. Замеры произведены в день работы льнотеребилки ЛТВ-4 (7 августа) и после окончания сушки снопов в бабках (15 августа). Полученные данные, представленные в § 2 раздела IV (табл. 27), показывают, что тугость вязки снопов после сушки уменьшается на 7—9% по сравнению с тугостью вязки свежевытеребленных стеблей.

С другой стороны, согласно исследованиям В. С. Брика (ВИСХОМ), у снопов льна сорта Л-1120, имевших тугость вязки в свежевытеребленном виде 6,6—7,0 кгс (при диаметре 10—12 см) и 5,8—6,2 кгс (при диаметре 16—18 см), после сушки тугость вязки уменьшилась до 1,5—1,8 кгс, и эта тугость оказалась вполне достаточной для обеспечения сохранности снопов при выполнении погрузочно-разгрузочных и транспортных работ. Несмотря на высокую тугость вязки свежевытеребленных стеблей при сушке не было гниения льна или образования плесени. Таким образом, при высокой тугости связывания свежевытеребленных стеблей льна можно обеспечить достаточно высокую тугость вязки снопов после сушки. Но конструкция существующих вязальных аппаратов не может обеспечить такую высокую тугость вязки, как 6—7 кгс.

Для увеличения тугости вязки сноп в аппарате, как уже указывалось, в момент образования узла сжимается. Кроме этого, увеличение тугости вязки достигается [63] уменьшением диаметра поперечного сечения клюва, уменьшением непродуктивной части перевясла, увеличением силы натяжения шпагата, обеспечением обратного подтягивания шпагата к ведру в момент поджатия снопа и устранением зажатия шпагата между иглой и сжатым снопом в момент вязки.

Значительное уменьшение диаметра клюва невозможно, так как уменьшается его прочность. Резкое подтягивание шпагата и увеличение его натяжения могут привести к частым обрывам. Ввиду этого основные пути увеличения тугости вязки следует искать в усилении сжатия стеблей в момент вязки и уменьшении непродуктивной части перевясла. Более подробно это будет рассмотрено ниже, а сейчас переходим к анализу процесса формирования снопа в вязальных аппаратах, как снабженных разделителями, так и без разделителей.

На фиг. 115 представлена схема формирования снопа в вязальном аппарате. Лента льна перемещается упаковщиками со скоростью $v_{уп}$ в сторону педали включения. В начальный момент, когда только начинается заполнение копильного пространства, лента льна, дойдя до педали включения, не изменит своей плотности (принимается, что при движении льна не было препятствий, и нить легко вытягивается из иглы, ввиду чего плот-



Фиг. 115. Схема формирования снопа в вязальном аппарате:

1 — грудная доска; 2 — положение груди иглы в момент сжатия снопа; 3 — нить, охватывающая сноп; 4 — педаль включения; 4а — положение педали в момент включения передачи на узловязатель; 4б — положение педали после выхода иглы из-под стола; 4в — положение педали в момент поджатия снопа; 5 — игла; 6 — стол аппарата; ВС — зона действия упаковщиков; СД — зона формирования снопа.

ность ленты не изменилась). При дальнейшем поступлении стеблей лента льна утолщается (с высоты h' до h), причем величина утолщения льна зависит от формы рожков упаковщиков, их траектории, формы педали и расположения вязального аппарата на машине (вертикальное, горизонтальное, наклонное). Так, например, при загнутом вперед конце упаковщика высота h будет меньше, чем при прямом или загнутом назад упаковщике. После вязки очередного снопа и возвращения иглы в исходное положение упаковщик подаст в копильное пространство (зона CD) всю массу стеблей, задержанных иглой при вязке.

Для расчетов будем исходить из того, что при формировании снопа его уплотнение начинается после того, как высота ленты в копильном пространстве достигает h (т. е. уплотнение снопа в копильном пространстве производится при одной и той же высоте h). Если через λ_{po} обозначить первоначальную расчетную плотность стеблей в копильном пространстве, т. е. первоначальное значение коэффициента заполнения сечения копильного пространства (зона CD на фиг. 115), то

$$\lambda_{po} = \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot \frac{m_{сек} (t_{св} + t_3)}{ah}, \quad (290)$$

где: d_c — диаметр стебля,
 $m_{сек}$ — секунда подачи стеблей, $m_{сек} = B \cdot v_{м}$ (см. стр. 81),
 a — расстояние от конца хода упаковщиков до педали включения,
 $t_{св}$ — время, в течение которого игла перекрывает канал аппарата для вязки снопа,
 t_3 — время заполнения копильного пространства. Минимальное значение t_3 возможно, когда масса льна, перемещаемая упаковщиками, имеет высоту h , и заполнение копильного пространства производится без утолщения ленты льна. В этом случае $t_3 = \frac{a}{v_{уп}}$.

После заполнения копильного пространства начинается уплотнение будущего снопа. Если время уплотнения обозначить через t_y , то за период уплотнения в пространстве CD дополнительно поступит i_y стеблей, равное

$$i_y = m_{сек} \cdot t_y.$$

На начальном этапе формирования снопа, когда педаль еще не поворачивается, коэффициент заполнения сечения его (плотность) увеличивается по следующей зависимости:

$$\lambda_{\phi} = \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot \frac{m_{сек} (t_{св} + t_3 + t_y)}{ah}. \quad (291)$$

Через некоторое время t'_y плотность формирования снопа достигает такой величины λ'_{ϕ} , что давление уплотняемых стеблей на педаль включения оказывается достаточным, чтобы преодолеть сопротивление пружины затвора сжатию и начать поворот педали. Если через $M'_{кр}$ обозначить крутящий момент, необходимый для того, чтобы начать поворот педали, то, принимая равномерное распределение давления по длине педали (фиг. 115), находим:

$$q'_c = \frac{M'_{кр}}{hr_{п}} = \frac{P'_{п}}{h},$$

где q'_c — давление стеблей на педаль, при котором начинается ее поворот (это давление зависит при всех прочих равных условиях от затяжки пружины затвора),

P'_n — результирующая сила давления стеблей на педаль,

r_n — расстояние от оси поворота педали до линии действия силы P'_n .

Зная q'_c , можно по графику (фиг. 19 и 20) определить коэффициент заполнения сечения λ_ϕ , а по коэффициенту λ'_ϕ — и время t'_y (из уравнения 291).

Графическая зависимость λ_ϕ от t_y до начала поворота педали представлена участком AB на фиг. 115, в. После начала поворота педали плотность формирования снопа возрастает по кривой BC (фиг. 115, в). Плотность (т. е. коэффициент заполнения сечения) λ_ϕ на данном участке определяется следующим образом:

$$\lambda_\phi \cong \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot \frac{m_{сек} (t_{св} + t_z + t_y)}{[a + \Delta_0 (t_y - t'_y)] h}, \quad (292)$$

где Δ_0 — расчетная величина, представляющая собой перемещение педали (точнее, перемещение точки педали на высоте $0,5 h$) за единицу времени; зависит от конструктивных особенностей механизма включения и затяжки пружины.

В момент, когда закончилось формирование (уплотнение) снопа и педаль повернулась так, что выключатель уже не может держать собачку затвора механизма включения (т. е. произойдет включение передачи на периодически действующие механизмы), коэффициент заполнения сечения снопа λ''_ϕ составит:

$$\lambda''_\phi = \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot \frac{m_{сек} (t_{св} + t_z + t''_y)}{(a + \Delta_{BK}) h}, \quad (293)$$

где t''_y — время формирования и уплотнения снопа,

Δ_{BK} — величина полного перемещения педали для включения иглы и других периодически действующих механизмов аппарата.

Формулы (291), (292) и (293) получены исходя из того, что углы D и E поперечного сечения снопа (фиг. 115) не округляются под действием натянутого шпагата. В действительности имеет место округление углов, которое, однако, не может сколько-нибудь существенно повлиять на изменение показателя плотности.

После поворота педали включения до момента выхода иглы из-под стола проходит некоторое время t_b , равное:

$$t_b = t_{nc} + \frac{30}{n} \left(\xi \frac{2}{m} + \frac{i_{пзп}}{\pi} \right), \quad (294)$$

где t_{nc} — время, необходимое для поворота собачки муфты включения (формула 283),

- m — число углублений, кулачков или роликов в муфте механизма включения (зависит от конструкции механизма),
- ξ — коэффициент, учитывающий вероятное положение собачки включения относительно ячеек, кулачков или роликов муфты в момент поворота педали и освобождения собачки (подробнее о нем см. стр. 247),
- n — частота вращения коленчатого вала упаковщиков, об/мин,
- $i_{\text{п}}$ — передаточное число от коленчатого вала упаковщиков на вал сбрасывающих рук,
- $\alpha_{\text{и}}$ — значение угла поворота вала сбрасывающих рук, через который начинается выход иглы из-под стола аппарата.

В формуле (294) величина $\frac{30 \cdot 2}{n \cdot m}$ представляет собой время качения ролика собачки по стенке муфты от одного углубления (кулачка или выступа) до другого.

За время $t_{\text{в}}$ формируемый сноп может дополниться количеством стеблей $i_{\text{в}}$, равным:

$$i_{\text{в}} = m_{\text{сек}} \cdot t_{\text{в}}. \quad (295)$$

При выходе иглы из-под стола вязального аппарата в сноп дополнительно включается то количество стеблей $i_{\text{и}}$, которое находится на столе аппарата от носика иглы до конечного положения C упаковщиков (фиг. 115). Это количество стеблей равно

$$i_{\text{и}} = m_{\text{сек}} \cdot t_{\text{п}}, \quad (296)$$

где $t_{\text{п}}$ — время, необходимое для передвижения ленты льна от конца носика иглы до конца зоны действия упаковщиков,

$$t_{\text{п}} = \frac{A_{\text{п}}}{v_{\text{уп}}},$$

здесь $A_{\text{п}}$ — расстояние от носика иглы до конечного положения упаковщиков.

Если еще учесть, что время $t_{\text{св}}$ (см. формулу 290) равно $\frac{60 \cdot i_{\text{п}}}{n} \left(1 - \frac{\alpha_{\text{и}}}{2\pi}\right)$, то общее количество стеблей в снопе $i_{\text{сн}}$ окажется равным:

$$i_{\text{сн}} = m_{\text{сек}} \left[\frac{A_{\text{п}}}{v_{\text{уп}}} + t_{\text{з}} + t_{\text{у}}'' + t_{\text{пс}} + \frac{60}{n} \left(i_{\text{п}} + \frac{\xi}{m} \right) \right]. \quad (297)$$

Из (296) видно, что число стеблей в снопе (следовательно, и размеры снопа) увеличивается с ростом подачи массы, т. е. с увеличением скорости движения агрегата, ширины захвата машины и густоты стеблестоя льна. Это подтверждается и результатами проведенных опытов (табл. 18).

Влияние скорости движения льнотеребилки ЛТВ-4 на размеры связываемых снопов (при неизменной регулировке вязального пространства аппарата)

Номер опыта	Скорость движения агрегата, м/с	Размеры снопов, см			Масса снопов в кг
		ширина	толщина	условный диаметр	
1	1,39	21,5	10,7	18,0	3,9
	3,60	24,5	11,3	19,6	4,9
2	1,90	28,0	12,0	22,3	5,5
	4,00	30,2	12,8	23,6	7,0

После отделения снопа и его сжатия, с одной стороны, грудью иглы, а с другой — педалью, площадь поперечного сечения сжатого снопа (заштрихована на фиг. 115) составит $\sim H(b + \Delta_{\text{вк}} + \Delta' - \Delta_{\text{сж}})$, где H — расстояние от стола аппарата до грудной доски, b — расстояние от начального положения педали включения до груди иглы в момент сжатия снопа, Δ' — перемещение педали при выходе иглы из-под стола, а $\Delta_{\text{сж}}$ — величина поджима педали включения, т. е. перемещение педали в сторону снопа с целью его поджима. Коэффициент заполнения сечения сжатого снопа $\lambda_{\text{сж}}$ окажется равным:

$$\lambda_{\text{сж}} \approx \frac{\pi a_c^2 \cdot m_{\text{сек}} \left[\frac{A_{\text{и}}}{v_{\text{уп}}} + t_3 + t_y'' + t_{\text{пс}} + \frac{60}{n} \left(t_{\text{п}} + \frac{\xi}{m} \right) \right]}{4H(b + \Delta_{\text{вк}} + \Delta' - \Delta_{\text{сж}})} \quad (297)$$

Наблюдениями за работой вязальных аппаратов и специально проведенными опытами установлено, что при всех прочих равных условиях с увеличением плотности формируемого снопа увеличивается и длина перевясла. Очевидно, в момент сжатия льна иглой и образования узла углы D , F , G и I площади поперечного сечения снопа (фиг. 115) тем острее, чем больше плотность льна. Исходя из этого можно считать, что длина перевясла $L_{\text{п}}$ равна:

$$L_{\text{п}} = \zeta(2H + 2b + 2\Delta_{\text{вк}} - 2\Delta_{\text{сж}} - e_0) + l_{\text{пп}}, \quad (298)$$

где $l_{\text{пп}}$ — общая длина непродуктивной части перевясла,
 e_0 — расстояние от задней стенки прорези грудной доски (имеется в виду часть стенки напротив иглы) до положения груди иглы в момент сжатия снопа,

ζ — коэффициент, зависящий от плотности снопа в момент сжатия. Проведенными опытами установлено, что ζ больше 1. Это объясняется тем, что длина перевясла образуется, когда игла не находится в своем конечном положении, соответствующем полному сжатию снопа.

На основе изложенного получаем, что коэффициент заполнения сечения связанного аппаратом снопа $\lambda_{\text{сн}}$ равен:

$$\lambda_{\text{сн}} = \frac{\pi^2 d_c^2 m_{\text{сек}}}{L_{\text{п}}^2} \left[\frac{A_{\text{п}}}{v_{\text{уп}}} + t_3 + t_y'' + t_{\text{пс}} + \frac{60}{n} \left(i_{\text{п}} + \frac{\xi}{m} \right) \right]. \quad (299)$$

Зная плотность сжатия снопа и плотность после вязки, и пользуясь диаграммой, характеризующей свойства сжимаемого льна (фиг. 21), можно теоретическим путем установить тугость вязки. Для этого отложим на оси абсцисс графика (фиг. 21) плотность сжатия снопа и проведем через эту точку вертикальную линию EE ; последняя на участке ab сливается с некоторой разгрузочной кривой $abcd$. Отложим далее на оси абсцисс $\lambda_{\text{сн}}$ и проведем через эту точку вторую вертикальную линию ef . Точка пересечения этой линии с кривой $abcd$ даст нам тугость вязки снопа $P_{\text{рс}}$ в Н. Если линия ef окажется левее точки d , то это свидетельствует о том, что перевесило на снопе находится в свободном состоянии без натяжения.

На основе зависимостей, полученных в настоящем и предыдущем параграфах, проведены расчеты с целью определения влияния свойств связываемых стеблей и параметров аппарата на тугость вязки снопов. Из полученных данных [77, стр. 117—118] следует, что повышение жесткости пружин и их сжатия несколько увеличивает плотность снопа, однако отрицательное влияние на плотность снопа оказывает большая высота H в сравнении с высотой слоя льна h . Механизм включения аппарата ЛТВ-4 позволяет при небольшом перемещении $\Delta_{\text{вк}}$ и слабой пружине получить сравнительно плотный сноп. Фактическое перемещение $\Delta_{\text{вк}}$ больше расчетного, что объясняется влиянием зазоров в сочленениях механизмов.

Для увеличения плотности снопа необходимо, чтобы высота слоя льна h была равна высоте H , т. е. чтобы лен при формировании снопа заполнил все копильное пространство. Необходимо также увеличить жесткость пружины затвора и регулировкой ее сжатия добиться увеличения показателя плотности снопа при его формировании $\lambda''_{\text{ф}}$ до 0,6—0,65.

Кроме теоретического анализа работы вязальных аппаратов проведены опыты по определению тугости вязки снопов при работе льнотеребилки ЛТВ-4 и ТВ-4 в зависимости от регулировки вязального аппарата и конструктивного оформления отдельных его элементов.

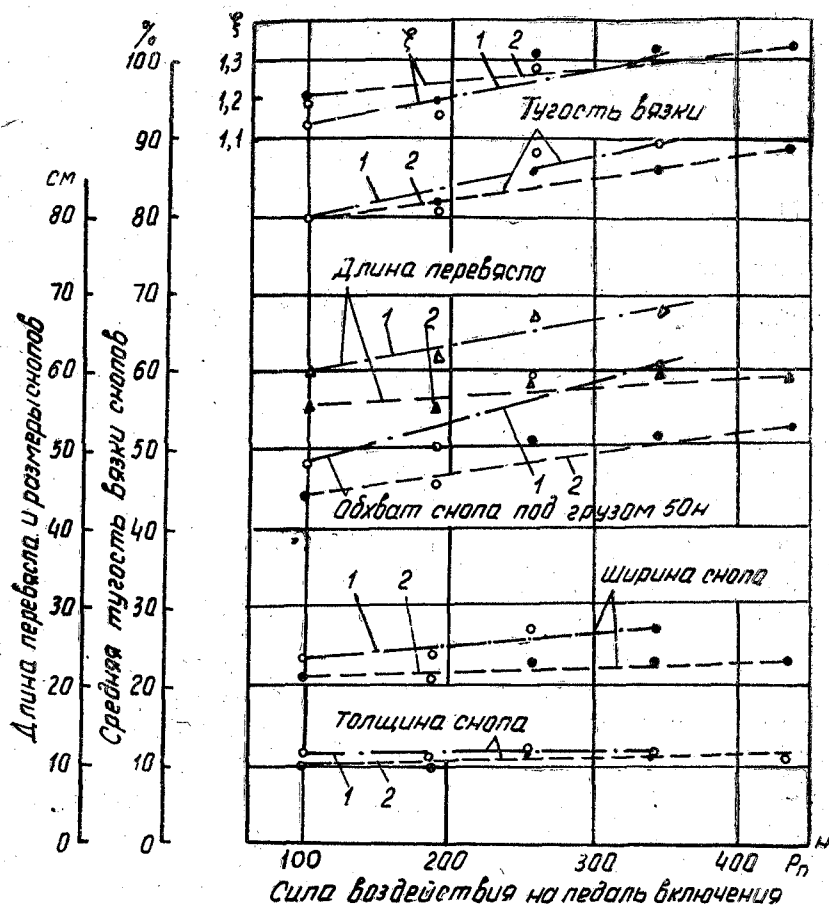
Опыты проведены на следующем исходном материале: густота стеблестоя — 1495 шт. стеблей на м^2 , урожайность соломки 31,3 ц/га, высота стеблей общая 62,1 см.

В вязальном аппарате льнотеребилки ЛТВ-4 менялись положение педали включения — ближе к игле (т. е. меньший сноп) и дальше от иглы (т. е. больший сноп), затяжка пружины затвора и расстояние от нижних краев ребер грудной доски до клюва

(помимо производственной доски ставилась измененная, у которой ребра были срезаны на 10 мм).

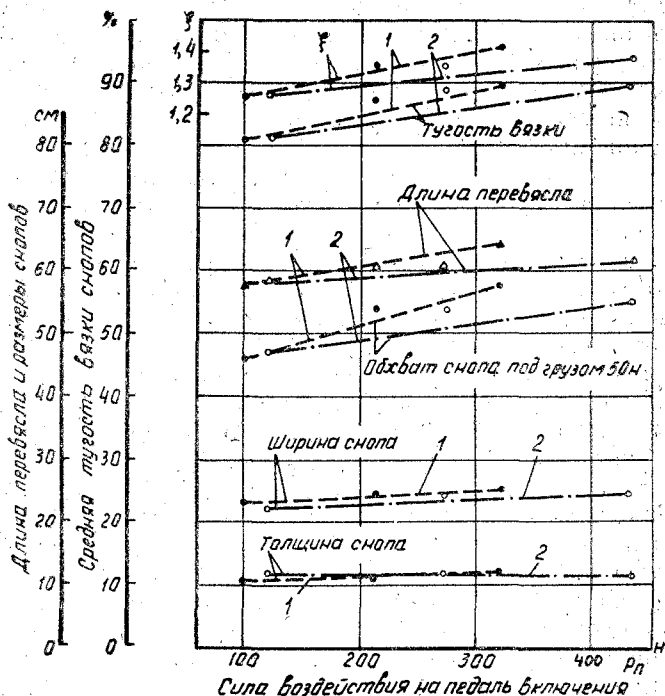
В вязальном аппарате ТВ-4 менялись механизм привода педали (с целью поджима снопа в момент вязки), расстояние от нижних краев ребер грудной доски до клюва и затяжка пружины. Кроме этого, ставилась игла, у которой на груди были ребра, исключающие зажатие нити между снопом и грудью (такое зажатие наблюдалось при отсутствии ребер на груди иглы, — и это ослабляло вязку).

Результаты опытов по аппарату ЛТВ-4 представлены графически на фиг. 116 и 117.



Фиг. 116. Влияние степени затяжки пружины затвора и положения педали включения у вязального аппарата ЛТВ-4 на размеры и тугость вязки снопов при скорости движения агрегата 6,3 км/ч, густоте убираемого льна 1495 шт. на 1 м² и ширине ребра грудной доски 20 мм:

1 — расстояние от педали до носика иглы равно 362 мм; 2 — то же 330 мм.



Фиг. 117. Влияние регулировки пружины затвора у вязального аппарата ЛТВ-4 на тугость вязки снопов при скорости движения агрегата 8,7 км/ч, густоте убираемого льна 1495 шт. на 1 м² и расстоянии от педали до носика иглы 330 мм:

1 — ширина ребра доски 10 мм; 2 — то же 20 мм.

Из полученных данных видно, что увеличение затяжки пружины затвора в аппарате ЛТВ-4 приводит к существенному увеличению плотности и тугости вязки снопов, но при этом растут их размеры и длина перевясла, что объясняется меньшим округлением углов *D*, *F*, *G*, *I* (фиг. 115), а также тем обстоятельством, что длина перевясла образуется, когда игла еще не дошла до своего конечного положения (при сжатии снопа); в этом случае, чем больше стеблей и выше их плотность, тем больше будет и длина нити, охватывающая сжимаемый сноп. По этой причине коэффициент ξ увеличивался с возрастанием силы P_n . Как и следовало ожидать, тугость вязки тем больше, чем больше размеры связываемых снопов.

Поджим педали, наличие ребер на груди иглы и измененная грудная доска (с уменьшенными ребрами) в льнотеребилке ТВ-4 позволили несколько повысить тугость вязки снопов. Одна-

ко тугости большей 90% при вязке меньших снопов не удалось получить ни на льнотеребилке ЛТВ-4, ни на машине ТВ-4. Измененная грудная доска (с уменьшенными ребрами) позволила поднять тугость вязки при малой и средней затяжке пружины затвора, но при затяжке пружины, близкой к максимуму, вязальный аппарат перестал вязать; это имело место из-за того, что при наличии близко к узловязателю уплотненного льна клюв, поворачиваясь, не захватывал обе нити, а только одну (другая нить из-за слишком большого натяжения и высокого расположения сползает с челюстей клюва при его повороте). Ввиду этого постановка на вязальный аппарат измененной грудной доски потребует одновременно улучшить захватывание обеих нитей шпагата клювом.

О путях увеличения тугости вязки снопов следует сказать еще следующее: при повторном связывании снопов из свежесыщенного льна на вязальных аппаратах ЛТВ-4 и ТВ-4 (это достигалось разрезанием перевясла у снопов и повторной подачей льна непосредственно в зону действия упаковщиков) снопы получались весьма тугие и плотные, а форма их поперечного сечения была близка к круглой, что объясняется большой плотностью льна, подаваемого на вязку и увеличением высоты h подаваемого слоя льна до H (см. фиг. 115). Из изложенного можно сделать вывод о том, что значительное увеличение тугости машинной вязки льна может быть достигнуто повышением плотности снопа при его формировании и понижением высоты H до h или увеличением высоты h до H .

Следует отметить, что поджим снопа педалью в момент образования узла является полезным фактором; так как кроме некоторого увеличения тугости вязки, ослабляет натяжение шпагата в момент поворота клюва и захватывания обеих нитей, ввиду чего можно применять шпагат меньшей крепости. Кроме этого, при наличии поджима снопа во время вязки можно уменьшить сжатие пружины педали включения и упаковщики будут работать в более легких условиях.

§ 6. Производительность вязальных аппаратов

Производительность вязального аппарата по числу снопов в минуту, согласно литературным данным [84], равна произведению $k_v n_{сб}$, где $n_{сб}$ — частота вращения вала сбрасывающих рук (об/мин), а коэффициент k_v принимается от 0,2 до 0,7. Однако обоснования к этим значениям коэффициента k_v не приводятся. Ниже рассматривается влияние различных факторов на производительность вязального аппарата.

Из анализа, проведенного в предыдущем параграфе (см. формулы 294, 296 и др.), вытекает, что время $t_{фв}$ на формирова-

ние, связывание и выбрасывание одного снопа аппаратом может быть представлено в виде следующей суммы:

$$t_{\text{фв}} \cong t_{\text{п}} + t_3 + t_y'' + t_{\text{пс}} + \xi \frac{60}{nm} + \frac{60 \cdot i_{\text{п}}}{n}, \quad (300)$$

где $\frac{60 \cdot i_{\text{п}}}{n}$ — время цикла вязки (период полного оборота вала сбрасывающих рук).

При составлении формулы (300) принято, что лента льна, отведенная разделителем (во время связывания снопа), сразу же возвращается, как только закончилось выбрасывание снопа. Это значит, что к моменту опускания иглы в исходное положение лента льна оказывается у ее носика.

Величина $\xi \frac{60}{nm}$ представляет возможный промежуток времени от конца поворота собачки до момента включения периодически действующих механизмов вязального аппарата, т. е. вероятное значение времени качения ролика собачки по стенке муфты. Коэффициентом ξ , как уже указывалось, учитывается вероятное положение собачки механизма включения относительно ячеек, кулачков или роликов муфты после поворота педали и освобождения собачки. Будем считать, что в среднем промежуток времени от конца поворота собачки до включения механизмов составляет половину $\frac{60}{nm}$, т. е. $\xi \approx 0,5$, а $\xi \frac{60}{nm} \approx \frac{30}{nm}$.

Отсюда производительность вязального аппарата по количеству снопов в минуту W равна:

$$W = \frac{60}{t_{\text{п}} + t_3 + t_y'' + t_{\text{пс}} + \frac{30}{nm} + \frac{60 \cdot i_{\text{п}}}{n}}. \quad (301)$$

Из (301) следует, что для увеличения производительности вязальных аппаратов необходимо при всех прочих равных условиях уменьшить время t_y'' на уплотнение льна. Время t_y'' зависит от плотности стеблевой массы, поступающей на вязку, и от той плотности $\lambda''_{\text{ф}}$ стеблей, до которой нужно уплотнить формируемый сноп с тем, чтобы обеспечить поворот педали для включения иглы и других периодически действующих механизмов аппарата. Из (293) находим:

$$t_y'' = \frac{4(a + \Delta_{\text{вк}}) h \lambda''_{\text{ф}}}{\pi a_c^2 m_{\text{сек}}} - t_{\text{св}} - t_3. \quad (302)$$

Чем больше плотность стеблей, поступающих на вязку, тем меньше будет время t_y'' . Если в вязальный аппарат будет подаваться лента льна высотой h и высокой плотности (близкой к $\lambda''_{\text{ф}}$), то эта лента, нажав на педаль сразу передвинет ее на расстояние $\Delta_{\text{вк}}$, необходимое для включения периодически дейст-

вующих механизмов. Ввиду этого предельное (минимальное) значение t_y'' равно $\frac{\Delta_{\text{вк}}}{v_{\text{уп}}}$ а формула (302) справедлива при $t_y'' > \frac{\Delta_{\text{вк}}}{v_{\text{уп}}}$. Учитывая изложенное, приходим к выводу, что предельная максимально возможная производительность аппарата может быть выражена следующим образом:

$$W_{\text{пред}} = \frac{60}{\frac{A_{\text{и}} + a + \Delta_{\text{вк}}}{v_{\text{уп}}} + t_{\text{пс}} + \frac{30}{nt} + \frac{60 \cdot i_{\text{п}}}{n}} \quad (303)$$

Формула (303) показывает, что предельная производительность вязального аппарата увеличивается с возрастанием скоростей $v_{\text{уп}}$ и $\frac{n}{i_{\text{п}}}$ и показателя t и уменьшением расстояний $A_{\text{и}}$, a и $\Delta_{\text{вк}}$.

Если $W_{\text{пред}}$ поделить на $\frac{n}{i_{\text{п}}}$, то получим предельное значение коэффициента $k_{\text{в}}$, о котором говорится в начале настоящего параграфа. Таким образом, $k_{\text{в-пред}}$ равно:

$$k_{\text{в-пред}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2i_{\text{п}}t} + \frac{n}{60 \cdot i_{\text{п}}} \left(\frac{A_{\text{и}} + a + \Delta_{\text{вк}}}{v_{\text{уп}}} + t_{\text{пс}} \right)} \quad (304)$$

В зависимости от конструкции аппарата и его параметров $A_{\text{и}}$, a , $\frac{n}{i_{\text{п}}}$, $v_{\text{уп}}$, t и $\Delta_{\text{вк}}$ предельное значение коэффициента $k_{\text{в}}$ может быть различное. Возрастание коэффициента $k_{\text{в-пред}}$ достигается увеличением скорости $v_{\text{уп}}$ и показателя t и уменьшением показателей $A_{\text{и}}$, a , $\Delta_{\text{вк}}$ и $\frac{n}{i_{\text{п}}}$.

В табл. 19 приведены некоторые параметры вязальных аппаратов ЛТВ-4 и ТВ-4 и подсчитанные на их основе значения $W_{\text{пред}}$ и $k_{\text{в-пред}}$. Из представленных данных видно, что, благодаря более высоким скоростным показателям, максимально возможная производительность вязального аппарата ТВ-4 больше, чем у ЛТВ-4. Следует отметить, что для получения производительности, близкой к $W_{\text{пред}}$, необходимо, чтобы лен несколько не задерживался в пространстве до вязального аппарата (где работает разделитель, если таковой имеется), т. е. чтобы сразу же за выбрасыванием снопа из вязального аппарата и возвращением иглы и разделителя в исходное положение лен непрерывной лентой двинулся в копильное пространство.

С учетом формул (296) и (302) число стеблей в снопе в случае, когда производительность аппарата меньше $W_{\text{пред}}$ (т. е., когда $t_y'' > \frac{\Delta_{\text{вк}}}{v_{\text{уп}}}$), равно:

$$i_{\text{сн}} = m_{\text{сек}} \left[\frac{A_{\text{н}}}{v_{\text{уп}}} + \frac{4(a + \Delta_{\text{вк}}) h \lambda_{\text{ф}}''}{\pi a^2 m_{\text{сек}}} + t_{\text{пс}} + \frac{30}{n} \left(\frac{i_{\text{п}} \alpha_{\text{н}}}{\pi} + \frac{1}{m} \right) \right]. \quad (305)$$

Если же производительность аппарата достигла предельной, т. е. если $i''_{\text{у}} = \frac{\Delta_{\text{вк}}}{V_{\text{уп}}}$, то число стеблей в снопе равно:

$$i_{\text{сн}} = m_{\text{сек}} \left[\frac{A_{\text{н}} + a + \Delta_{\text{вк}}}{v_{\text{уп}}} + t_{\text{пс}} + \frac{30}{nm} + \frac{60 \cdot i_{\text{п}}}{n} \right]. \quad (306)$$

Таблица 19

Некоторые параметры вязальных аппаратов и их предельная производительность

Параметры	$A_{\text{н}}$ см	a см	$\Delta_{\text{вк}}$ см	$v_{\text{уп}}$ см/с	$t_{\text{п}}$	n об/мин	m	$W_{\text{пред}}$ сн/мин	$K_{\text{в пред}}$
Вязальный аппарат ЛТВ-4	26,5	10,0	0,9	~150	2	198	6	~68	0,69
Вязальный аппарат ТВ-4 (ЛКВ-4)	26,5	10,0	4,0	~200	2	262	4	~87	0,67

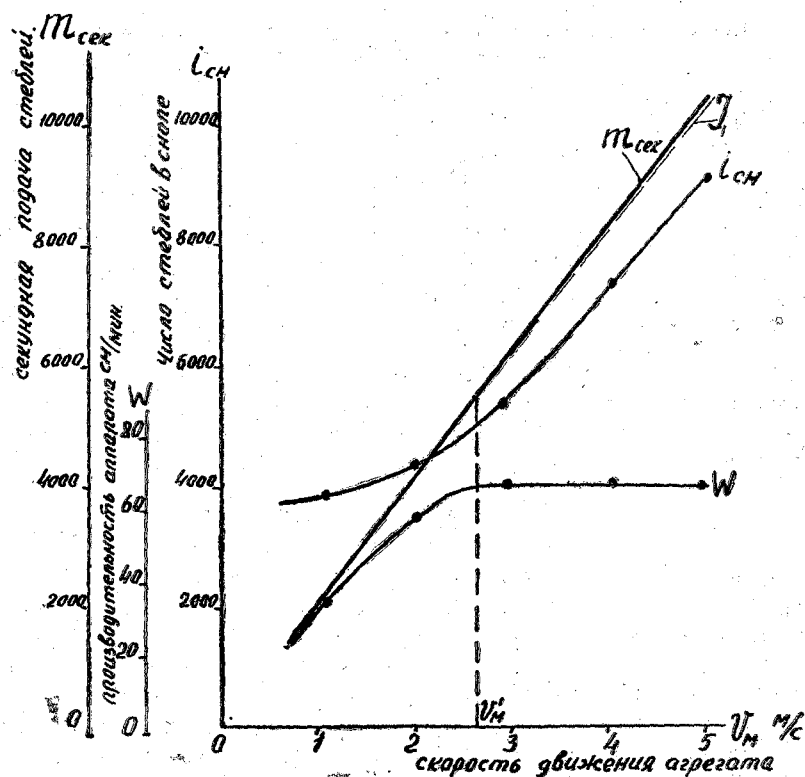
На основе изложенного, пропускная способность вязального аппарата (т. е. предельное число стеблей, которое аппарат может связать в секунду) равна:

$$I = \frac{i_{\text{сн}} W_{\text{пред}}}{60}. \quad (307)$$

По полученным формулам (301), (303), (305), (306) и (307) на графике (фиг. 118) построены графические зависимости числа стеблей в снопе, производительности и пропускной способности вязального аппарата от скорости движения агрегата. Расчеты проведены для аппарата типа ЛТВ-4 при ширине захвата агрегата 1,5 м, густоте стеблестоя 1400 ст/м² и диаметре стебля 1,2 мм. Здесь же на графике представлена зависимость секундной подачи стеблей от скорости агрегата.

Как видно из графика, с увеличением скорости движения агрегата производительность аппарата возрастает лишь до некоторой скорости v'_m , после чего она, достигнув своего предельного значения, не изменяется. Число стеблей в снопе увеличивается незначительно при малых скоростях движения агрегата (меньших v'_m) и в то же время резко возрастает при $v_m > v'_m$, т. е. после того, как производительность аппарата достигла своего предельного значения. Из графика видно также, что с увеличением скорости движения агрегата возрастают секундная подача

стеблей $m_{сек}$ и число связываемых в секунду стеблей J_1 , причем до скорости v'_m $m_{сек}$ равно J_1 , и их линии на графике совпадают, т. е. аппарат вяжет всю подводимую массу. При скорости же большей v'_m имеется некоторая небольшая разница в величинах $m_{сек}$ и J_1 , но практически можно считать, что и в данном случае вязальный аппарат свяжет всю подводимую массу, если при этом не произойдет забивания из-за резкого возрастания объема и плотности стеблей (при большой их секундной подаче) и возрастания сил трения плотно поступающих стеблей о направляющие вязального аппарата.



Фиг. 118. Изменение показателей работы вязального аппарата при увеличении скорости поступательного движения агрегата и секундной подачи стеблей.

Работать при большой секундной подаче стеблей нецелесообразно из-за резкого возрастания числа стеблей в снопе и его диаметра, что агротехническими требованиями не допускается. Поэтому при расчетах загрузки вязального аппарата следует исходить из производительности меньшей $W_{пред}$ на 20—30%.

В табл. 20 приводятся результаты опытов по определению максимально возможной производительности вязального аппарата ЛТВ-4. Опыты 1 и 2 проводились соответственно на льне с густотой стеблестоя 1495 и 1172 шт. стеблей на m^2 , урожаем соломки 31,3 и 36,4 ц/га, засоренностью 14,2% и 9,5% и высотой стеблей 62,1 и 75,2 см. Результаты опытов показывают, что с увеличением скорости движения агрегата и секундной подачи массы производительность аппарата возрастает, но не пропорционально, так как увеличиваются размеры связываемых снопов. При проведении первого опыта было сделано еще несколько заездов с целью повысить производительность аппарата свыше 60—65 снопов в минуту, однако этого не удалось достигнуть. При весьма большой секундной подаче стеблей наблюдалось выдвигание ленты льна и снопа из копильного пространства вперед так, что перевесло оказывалось в комлевой части или же на самых комлях. Были даже случаи, когда лен выталкивался из аппарата, уходя вперед настолько, что комли сползали, не задевая за педаль включения.

Таблица 20

Результаты опытного определения максимальной производительности вязального аппарата ЛТВ-4

Номер опыта	Скорость движения льнотеребилки m/c	Секундная подача массы в вязальный аппарат (количество стеблей в секунду)	Время прохода агрегата через учетный гон (секунды)	Количество снопов, выброшенных из вязального аппарата на учетном гоне	Производительность аппарата (снопов в минуту)	Значение коэффициента k_v
1	1,75	3930	41	24	35	0,35
	2,75	6170	26	20	46	0,46
	4,50	10100	14	13	56	0,57
2	1,9	3400	20	12	36	0,36
	4,0	7150	11	9	49	0,60

Указанное явление можно, очевидно, объяснить следующим. При повышении скорости движения агрегата и секундной подачи массы плотность ленты, поступающей на вязку, увеличивается настолько, что верхние концы упаковщиков не могут ее «пробить» и поднимают ленту целиком вверх. В таких условиях, испытывая со всех сторон давление, лен стремится куда-то уйти и уходит вперед, где имеется свободное пространство.

Следует отметить, что при производительности, близкой к предельной, механизмы вязального аппарата работают в весьма тяжелых условиях, так как они принимают и уплотняют большие массы льна; при этом возрастают размеры снопов и плотность их вязки.

Из анализа формул (301) и (303) следует, в частности, что увеличение производительности вязального аппарата может быть достигнуто уменьшением времени цикла вязки $\frac{60 \cdot t_n}{n}$.

§ 7. О необходимой форме груди иглы (уплотнителя) вязального аппарата

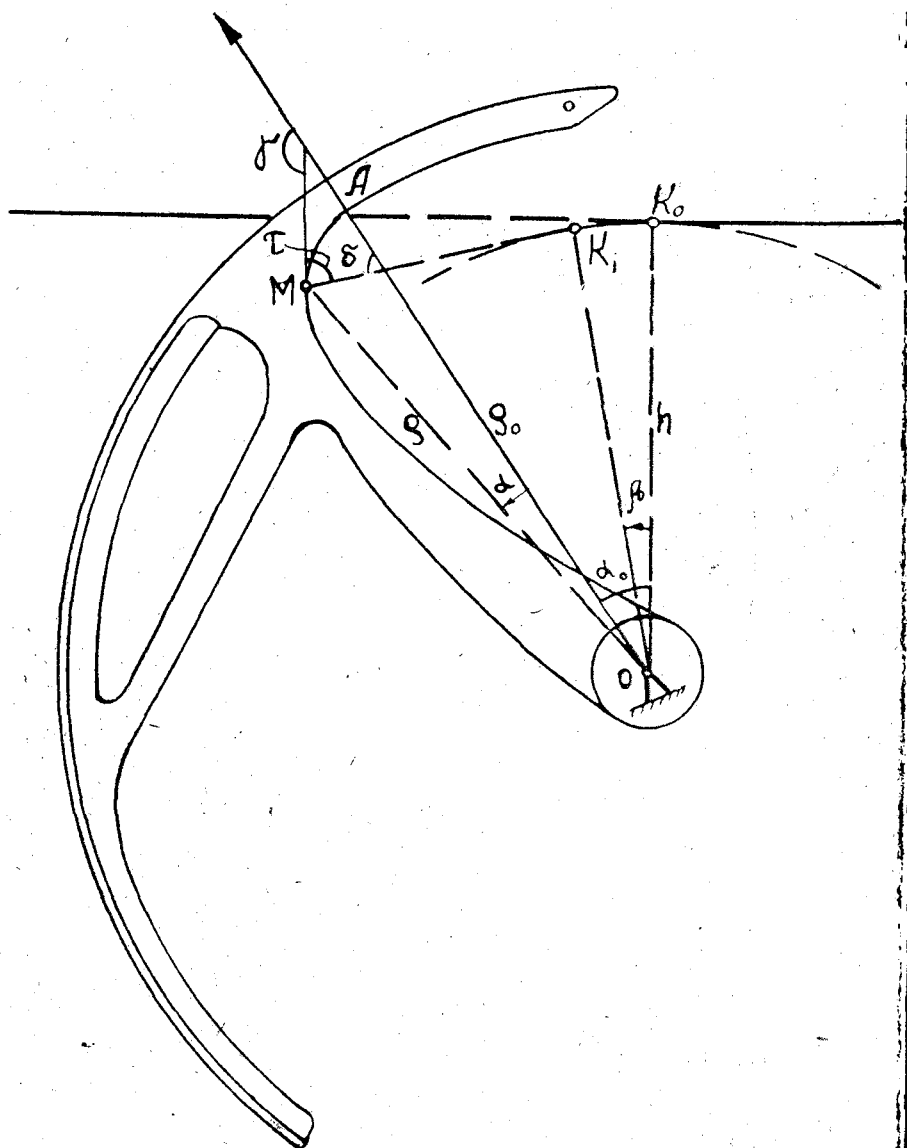
Из опыта использования вязальных аппаратов клювного типа известно, что игла, сжимая сформированный сноп, иногда (при вязке влажных стеблей) увлекает за собой часть стеблей в прорезь грудной доски. Это существенный недостаток, так как нарушается вязка снопа из-за попадания стеблей на клюв. Кроме этого, увеличиваются повреждения стеблей, что недопустимо.

Для устранения этого недостатка необходимо, чтобы грудь иглы (уплотнителя) в зоне АМВ (фиг. 119) имела форму, исключющую увод стеблей в прорезь грудной доски. Этот вопрос рассматривается ниже. В проведении анализа приняли участие И. С. Миронов и Ю. Г. Морозов.

На фиг. 119 показана схема действия иглы на сжимаемые стебли при ее повороте. На стебель M , упирающийся в нижнюю плоскость $МК$ грудной доски, со стороны иглы действует сила R , являющаяся результирующей двух сил: нормальной N и трения F . Увод стебля в щель грудной доски возможен в том случае, если сила R будет действовать в сторону щели выше линии $МК$, когда угол $90^\circ - \varphi$ (здесь φ — угол трения), под которым сила R наклонена к касательной к кривой груди иглы в точке M , меньше угла τ между касательной и направлением $МК$ плоскости грудной доски. В действительности, конечно, при $90^\circ - \varphi < \tau$ такого увода может и не быть, так как стебель к какой-то степени сопротивляется излому и поэтому для того, чтобы его увлечь в щель нужна сравнительно большая составляющая силы R , перпендикулярная линии $МК$ грудной доски. Но у влажных стеблей малого диаметра сопротивление излому очень мало. Это значит, что для устранения увода влажных стеблей сила R должна быть направлена ниже линии $МК$, т. е. угол τ должен быть меньше или равен углу $90^\circ - \varphi$. Таким образом, условие нормального сжатия стеблей снопа без их увода грудью иглы в щель доски выражается следующим образом:

$$\tau \leq 90^\circ - \varphi. \quad (308)$$

Направление $МК$ грудной доски представляет собой касательную к окружности радиусом $ОК = h$, где h — кратчайшее расстояние от центра O иглы до плоскости грудной доски. Таким образом, τ представляет собою угол между этой касательной и касательной к кривой груди иглы.



Фиг. 120. Схема к определению уравнения кривой груди иглы.

лы, то, как следует из дифференциальной геометрии, угол γ наклона касательной к кривой груди иглы в какой-либо точке M равен:

$$\gamma = \alpha + \arctg \frac{\rho}{\left(\frac{d\rho}{d\alpha}\right)}, \quad (309)$$

где α — переменный угол, характеризующий положение полярного радиуса ρ точки M ($\rho = OM$).

Применим теперь метод обращения, т. е. для совмещения плоскости грудной доски (линии MK на фиг. 119) с грудью иглы в точке M повернем грудную доску на угол β против вращения иглы до совмещения ее с точкой M (фиг. 120). При этом точка K (конец прямой OK , представляющей собой кратчайшее расстояние от центра иглы до плоскости грудной доски) из какого-то начального положения K_0 перейдет в положение K_1 .

Угол β из треугольников OK_0A и OK_1M получится равным

$$\beta = \alpha_0 + \alpha - \arccos \frac{h}{\rho}, \quad (310)$$

где α_0 — угол K_0OA ,

h — расстояние OK_0 (оно же равно OK_1).

Тогда угол δ наклона прямой MK_1 к полярной оси OA будет равен $\frac{\pi}{2} - \alpha_0 + \beta$, т. е.

$$\delta = \frac{\pi}{2} + \alpha - \arccos \frac{h}{\rho}, \quad (311)$$

а угол τ окажется равным

$$\tau = \arccos \frac{h}{\rho} + \arctg \frac{\rho}{\left(\frac{d\rho}{d\alpha}\right)} - \frac{\pi}{2}. \quad (312)$$

Из (308) и (312) следует, что

$$\arccos \frac{h}{\rho} + \arctg \frac{\rho}{\left(\frac{d\rho}{d\alpha}\right)} \leq \pi - \varphi,$$

откуда

$$d\alpha \leq -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\cos \varphi \sin \arccos \frac{h}{\rho} + \frac{h}{\rho} \sin \varphi}{\frac{h}{\rho} \cos \varphi - \sin \varphi \sin \arccos \frac{h}{\rho}} d\rho.$$

Т. к. $\sin \arccos \frac{h}{\rho}$ равен $\sqrt{1 - \frac{h^2}{\rho^2}}$, то после упрощений получаем:

$$d\alpha \leq -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\sqrt{\rho^2 - h^2} + hf}{h - f\sqrt{\rho^2 - h^2}} \cdot d\rho, \quad (313)$$

где f — коэффициент трения.

Если взять предельный случай для угла τ , а именно, когда $\tau = 90^\circ - \varphi$ (см. неравенство 308), то получаем следующее дифференциальное уравнение сжатия стеблей без их перелома:

$$\frac{d\rho}{d\alpha} + \rho \frac{h - f\sqrt{\rho^2 - h^2}}{hf + \sqrt{\rho^2 - h^2}} = 0. \quad (314)$$

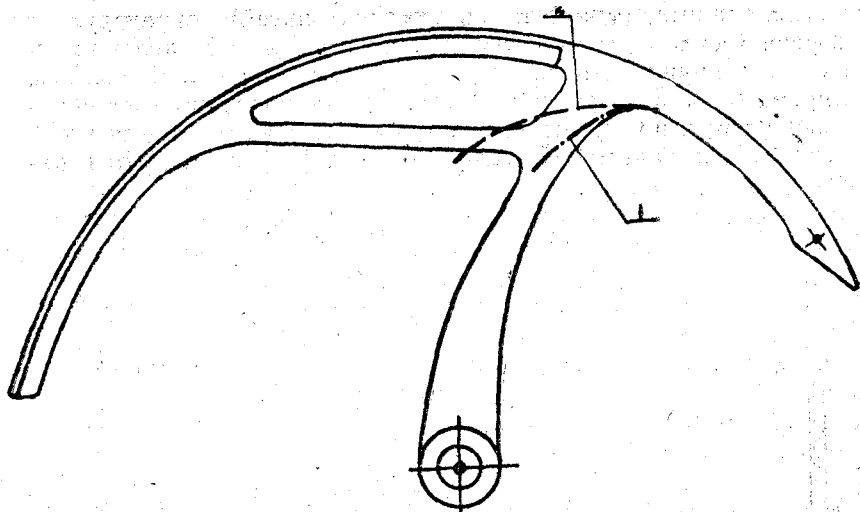
Интегрируя уравнение (314) по частям и при помощи подстановок с последующим нахождением неопределенных коэффициентов и учитывая, что α меняется от 0 до α , а ρ — от ρ_0 до ρ , находим:

$$\alpha = \ln \frac{\sqrt{h - f\sqrt{\rho^2 - h^2}}}{\sqrt{h - f\sqrt{\rho_0^2 - h^2}}} - 2 \left(\arctg \frac{\rho - \sqrt{\rho^2 - h^2}}{h} - \arctg \frac{\rho_0 - \sqrt{\rho_0^2 - h^2}}{h} \right). \quad (315)$$

По этой зависимости должна быть построена кривая AMB груди иглы. Конец этой кривой — точка B находится из графических построений конца хода иглы при сжатии снопа. Если учесть, что игла при сжатии снопа вращается вокруг центра O , то приближенно точка B на груди иглы может быть найдена без графических построений из равенства $OB \approx h$. Таким образом, можно считать (с известным приближением), что равенство (315) справедливо при $h \leq \rho \leq \rho_0$.

По формуле (315) сделаны расчеты с целью проверить, в какой степени ей соответствует форма кривой груди иглы вязальных аппаратов машин ЛТВ-4 и ЛКВ-4Т. У этих машин $\rho_0 = 290$ мм, а $h = 220$ мм. Определялся угол α при $\rho = 280; 260; 240; 220$ мм, $f = 0,6$ (влажные стебли) и $f = 0,2$ (сухие стебли). Получились следующие значения угла α (в радианах): 0,10; 0,26; 0,40; 0,50 (при $f = 0,6$) и 0,06; 0,14; 0,18; 0,24 ($f = 0,2$). По этим данным на фиг. 121 построены формы кривых груди иглы. Как видно из фиг. 121, чем больше коэффициент трения, тем более отлогой должна быть форма груди иглы. Принятая в производстве форма груди иглы не соответствует требованиям сжатия стеблей без их увода в щель грудной доски вязального аппарата.

Изложенный в данном параграфе метод расчета применим не только к иглам (уплотнителям) вязальных аппаратов, но и ко всем устройствам, в которых сжатие стеблей производится вращающимся звеном, а сами стебли перемещаются между направляющими.



Фиг. 121. Вид иглы вязальных аппаратов ЛТВ-4 и ЛКВ-4 с нанесенными на нее кривыми груди, полученными расчетным путем:

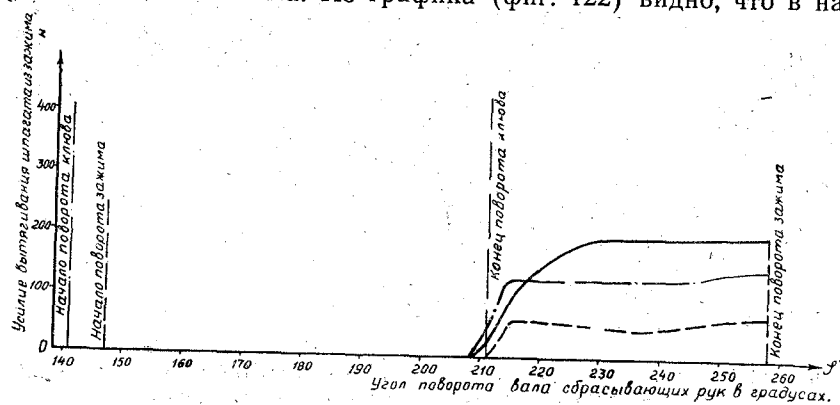
1 — $f = 0,2$; 2 — $f = 0,6$.

§ 8. Некоторые особенности работы зажима узловязателя

Игла, выходя из-под стола вязального аппарата и сжимая сформированный сноп, несет с собой нить шпагата и укладывает ее на челюсти клюва и в зажим узловязателя. Зажим состоит из двух дисков, плоскости которых прижимаются друг к другу с помощью пружины. В задачу зажима входит зажатие шпагата после его укладки иглой в специальных прорезях дисков. Кроме этого, зажим в нужный момент (в момент поворота клюва и образования узла) должен отпустить нити с тем, чтобы клюв, поворачиваясь для образования узла, смог бы вытянуть из зажима шпагат необходимой длины.

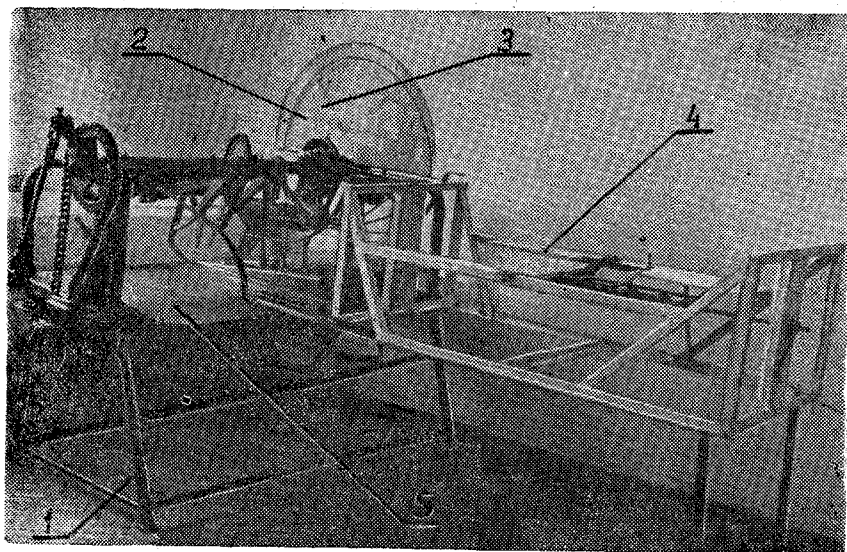
Диаграмма правильно работающего зажима имеет вид, представленный на фиг. 122. Такие диаграммы сняты на установке (фиг. 123), состоящей из стенда 1 с установленными на нем комплектым вязальным аппаратом 5, полудиска 2 с делениями, стрелки 3 и прибора 4 для записи усилия вытягивания нитей из зажима. Полудиск 2 крепится к раме вязального аппарата, а стрелка 3 — к сбрасывающей руке. Деления на полудиске соответствуют углу поворота вала сбрасывающих рук в градусах, отсчитываемому с помощью стрелки. Установка прибора для записи усилия вытягивания нити из зажима проводилась таким образом, чтобы нить натягивалась без перекоса по линии движения силового устройства. Усилие, необходимое для вытягивания

нитей из зажима, (т. е. степень зажатия нитей) определялась при разной силе сжатия пружины зажима. Для определения силы сжатия пружины последняя предварительно калибровалась. Во время опытов определялись также углы поворота вала сбрасывающих рук, при которых начинаются и заканчиваются повороты клюва и зажима. Из графика (фиг. 122) видно, что в на-



Фиг. 122. Закономерность изменения усилия, необходимого для вытягивания пенькового шпагата из дисков зажима:

— — — сила сжатия пружины зажима равна 250 Н; — — — — — сила сжатия пружины зажима равна 520 Н; — · — · — · — сила сжатия пружины зажима равна 800 Н.



Фиг. 123. Устройство для исследования зажимных дисков узловязателя и влияния грудной доски на стягивание петли:

1 — стелд, 2 — полудиск с делениями, 3 — стрелка, 4 — прибор для записи усилия стягивания шпагата, 5 — вязальный аппарат.

чале своего поворота диск не зажимает шпагат. Диск, продолжая поворачиваться, не зажимает шпагат до тех пор, пока клюв не совершит полного оборота и не образует исходную петлю, из которой полуузел. При повороте клюв тянет шпагат из зажима, и если бы зажим не позволял этого, то шпагат оборвался бы. К концу поворота клюва диски начинают зажимать шпагат и удерживают его до начала образования узла у следующего снопа.

Из диаграммы на фиг. 122 видно также, что с увеличением сжатия пружины зажима пропорционально усиливается сжатие шпагата между дисками зажима.

§ 9. Работа клюва узловязателя. Влияние грудной доски на стягивание узла с клюва

Выше указывалось, что исследованием работы клюва занимались П. И. Бородин [7] и И. Н. Гуров [25]. При этом более полное и глубокое исследование провел И. Н. Гуров. Он рассмотрел условия, при которых петля легко сходит по клюву, и вывел уравнения поверхности клюва исходя из того, что нить при движении по клюву сходит по винтовой линии (отчего получается поверхность косого геликоида). В последние годы работу клюва и образование узла исследовали Э. А. Сухарев и В. С. Зинь. Ниже производится анализ работы клюва и процесса узлообразования в вязальных аппаратах.

Важным условием надежной работы узловязателя является быстрый сход петли с клюва в момент образования узла и выбрасывания из аппарата снопа. Процесс схода петли с клюва состоит из трех фаз: а) перемещение всей исходной петли (будущего узла) по челюстям клюва на участке АВ (фиг. 124, а) благодаря наличию некоторого просвета между челюстями и движению между ними зажатых концов шпагата; б) стягивание петли с клюва и образование узла на участке ВС; при этом зажатый между челюстями шпагат не перемещается, а петля стягивается до образования узла; в) вытягивание петли (или концов) узла из-под челюсти клюва.

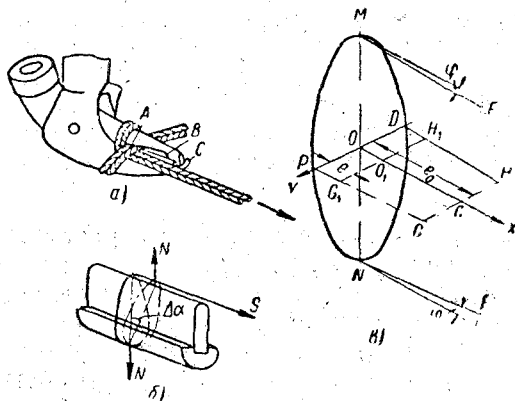
В первой фазе узел должен перемещаться без задержки и при небольшом усилии стягивания. Это особенно важно для пенькового шпагата, крепость которого меньше, чем у манильского. Резкое возрастание усилия, необходимого для стягивания узла с клюва, приводит к обрыву шпагата, что недопустимо.

Как указывает П. И. Бородин [7], петля не сходит с клюва при образовании узла из-за явления самоторможения. Для анализа этого явления нужно решить задачу об условиях равновесия петли на стержне:

На фиг. 124, б представлена схема челюстей клюва, обхватываемых петель, причем за концы тянут силой S . Петля при этом несколько перекашивается, отчего возникают нормальные давления N (сверху и снизу). Сила S преодолевает трение, возникающее между петлей и поверхностями клюва. Очевидно, скольжение петли по клюву будет иметь место, когда

$$S > 2fN, \quad (316)$$

где f — коэффициент трения шпагата о сталь.



Фиг. 124. Схемы к определению условий стягивания петли с клюва.

Нетрудно установить, что при небольшом угле поворота $\Delta\alpha$ N окажется равным:

$$N \approx 2T, \quad (317)$$

где T — натяжение обеих нитей, равное:

$$T \approx 2k(\Delta l_n + \Delta l_n); \quad (318)$$

здесь k — коэффициент, показывающий, какая сила необходима для удлинения нити на одну единицу длины,

Δl_n — растяжение (удлинение) каждой нити в начальный момент, когда $\Delta\alpha = 0$, а Δl_n — растяжение нити при перекосе петли на угол $\Delta\alpha$.

Из неравенства (316) с учетом зависимостей (317) и (318) следует, что скольжение петли по челюстям облегчается при меньших коэффициентах f и k и меньшем удлинении нити Δl_n ; Δl_n можно уменьшить путем придания клюву определенной конусности. При наличии конусности петля легко скользит по челюстям. Если конусность больше требуемой, то одновременно со скольжением петли может иметь место и затягивание узла.

Мы рассмотрели первую фазу схода петли с клюва. На второй фазе, когда зажатые между челюстями концы шпагата не перемещаются, а петля стягивается, **нормальная работа** (без возрастания усилия стягивания) **будет иметь место, если продвижение петли по клюву сопровождается соответствующим сокращением периметра (длины) петли**, т. е. когда

$$l_1 \cong l_2 + e$$

где l_1 — длина петли в начале второй фазы,

l_2 — длина петли после ее перемещения на какое-либо расстояние e .

Если через e_0 обозначить длину участка, на котором имеет место вторая фаза (BC), то e_0 должно быть меньше разности $l_1 - \Delta l_y$, где Δl_y — длина нити, образующей узел; иначе узел не сойдет с клюва. Кроме этого, клюв должен иметь определенную конусность.

Для определения этой конусности обратимся к фиг. 124, в, на которой схематически представлено сечение клюва в виде эллипса, причем верхние и нижние образующие челюсти ME и NF идут под постоянным углом φ к направлению стягивания петли (ось x). Угол φ влияет на захват клювом нитей шпагата при повороте и поэтому он не должен быть слишком большим (он находится в пределах $14-16^\circ$). Обозначим $OM = ON$ через a , а $OP = OD$ через b . Воспользуемся для расчетов приближенной формулой длины эллипса. Тогда условие продвижения петли по клюву при соответствующем сокращении ее длины выразится следующим образом (без учета толщины нити):

$$2\pi(a - e \operatorname{tg} \varphi) \left[0,75 + \left(\frac{b - \Delta y}{a - e \operatorname{tg} \varphi} \right)^2 \right] \cong 2\pi a \left[0,75 + \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right] - e,$$

где Δy — уменьшение расстояния b .

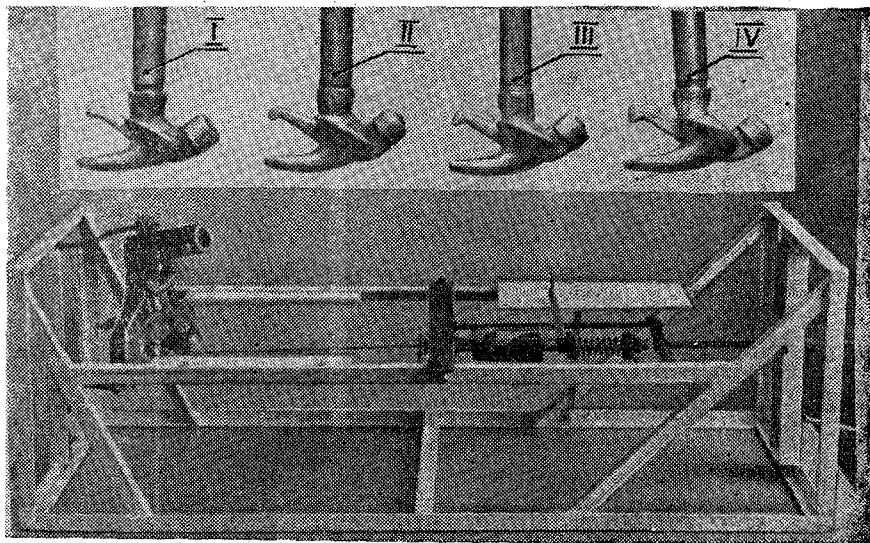
Из этого равенства находим, что на расстоянии e от точки O величина b , равная $OP = OD$, уменьшится на Δy , равное:

$$\Delta y \cong b - (a - e \operatorname{tg} \varphi) \sqrt{\frac{2\pi a \left[0,75 + \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right] - e}{2\pi (a - e \operatorname{tg} \varphi)}} - 0,75. \quad (319)$$

Соответственно находим, что на расстоянии e от точки O ширина клюва $2b_1$, равная $O_1H_1 + O_1G_1$, должна быть равна $2b - 2\Delta y$.

Если $2b_1$ выполнить меньше $2b - 2\Delta y$, то петля будет сползать с клюва при небольшом усилии и с одновременной затяжкой узла. Однако слишком уменьшать расстояние $2b_1$ невозможно, так как может нарушиться прочность клюва. В то же время $2b_1$ не должно быть больше $2b - 2\Delta y$, иначе потребуются значительные усилия для стягивания петли.

Кроме теоретических исследований работы клюва проведено также экспериментальное исследование процесса образования узла и его стягивания с клюва (опыты проведены с участием В. Ф. Кондрашова). Для исследования были взяты четыре клюва (фиг. 125). Их конструктивные особенности представлены в табл. 21. При составлении таблицы 21 учитывалось, что поверхность клюва, принимающая участие в формировании узла, состоит из зоны АВ перемещения исходной петли и зоны ВС стягивания петли и образования узла (фиг. 124, а). Эти клювы по-



Фиг. 125. Виды клювов, взятых для исследования, и вид установки для изучения стягивания петли с клюва.

очередно монтировались в одном и том же узловязателе, установленном на приборе (фиг. 6) взамен механизма для сжатия стеблей. На приборе, благодаря имеющимся на нем силовому и регистрирующему устройствам, сила стягивания петли с клюва записывалась как функция пути ее действия, т. е. пути перемещения нитей, за которые узел стягивается с клюва (фиг. 125). Этот же прибор использовался при исследовании работы зажима (фиг. 123).

Узлы на клюве образовывались при ручном вращении клюва и натяжении нитей шпагата силой $4 \div 6$ кгс, т. е. при таком натяжении, которое обычно бывает при образовании узлов в вязальных аппаратах.

Опыты проводились на пеньковом и манильском шпагате, причем пеньковый шпагат брался повышенной и нормальной

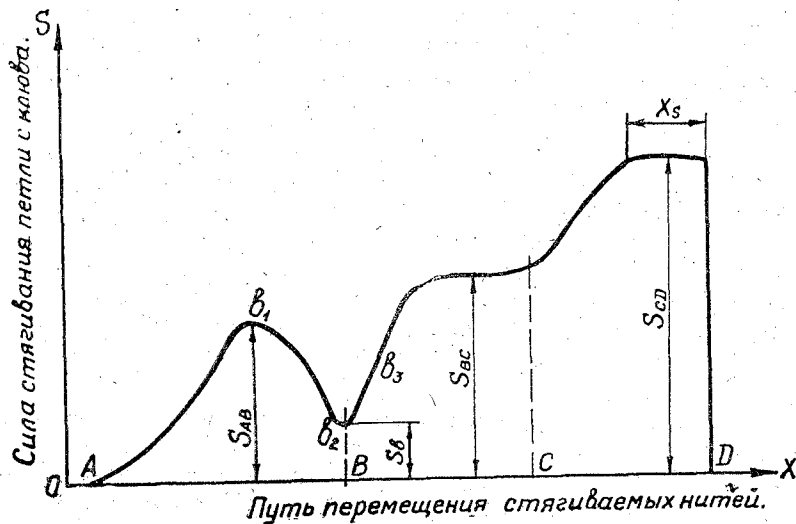
влажности. Степень сжатия пружины клюва также менялась при опытах.

По строению почти все диаграммы идентичны. Одна из наиболее характерных диаграмм представлена на фиг. 126. Всю кривую можно разделить на четыре зоны: OA — зона натягивания шпагата; AB — зона перемещения исходной петли по клюву; BC — зона стягивания петли и образования узла; CD — зона вытягивания петли узла из-под челюсти клюва.

• Таблица 21

Конструктивные особенности исследованных клювов

Номер клюва	Основные параметры челюстей клюва						
	Угол конусности в градусах				глубина выемки в челю- сти (мм)	Угол наклона внутренней сто- роны зубчика челюсти к плос- кости, пер- пендикулярной оси клюва	Суммарный зазор между челюстью и канавкой: чел- юстью клюва (в плоскости, перпендику- лярной оси клюва (мм)
	В зоне перемещения исходной петли		В зоне стягивания петли и образова- ния узла				
	в плоскости качания чело- юсти	в плоско- сти, пер- пендику- лярной оси клюва	в плос- кости качания челюсти	в плоско- сти, пер- пендику- лярной оси клюва			
I	17°÷21°	8°÷15°	25°	19°	2,00	38°	0,44
II	16°÷20°	12°÷21°	23°	32°	2,25	56°	0,70
III	18°÷21°	6°÷10°	28°	15°	2,30	60°	0,80
IV	15°÷19°	5°÷9°	27°	20°	2,75	50°	1,75



Фиг. 126. Вид диаграммы стягивания петли с клюва.

Сначала при стягивании петли в зоне AB усилие S растет по некоторой кривой Ab_1 , причем величина этого усилия зависит от натяжения нитей при повороте клюва. Затем, как правило, сила S несколько уменьшается (отчего на диаграмме получается своеобразная седловина $b_1b_2b_3$). В начале зоны BC усилие S снова начинает расти и к концу образования узла достигает заметной величины. В зоне CD усилие S , как правило, растет еще больше; кривая обрывается при окончании вытягивания петли узла из-под челюсти клюва.

Все полученные диаграммы обрабатывались с целью получения следующих величин: 1) максимального усилия S_{AB} в зоне AB ; 2) минимального усилия S_B в седловине $b_1b_2b_3$; 3) максимального усилия S_{BC} в зоне BC ; 4) максимального усилия S_{CD} в зоне CD ; 5) пути x_s действия максимальной силы S_{CD} ; 6) работы, затрачиваемой на стягивание петли и образование узла. Полученные данные представлены в табл. 22. Эти данные и наблюдения, проведенные во время опытов, показывают, что увеличение угла конусности клюва, особенно в плоскости, перпендикулярной его оси, приводит к уменьшению силы стягивания. Это подтверждает справедливость выводов, сделанных в результате теоретического анализа. Угол наклона внутренней стороны зубчика челюсти также влияет на стягивание петли. Очень малый угол может и не дать узла, очень большой угол — требует значительной силы для вытягивания петли. При большом зазоре между челюстью и канавкой клюва (в плоскости, перпендикулярной оси клюва) шпагат увлекается челюстью в щель и дополнительно зажимается сбоку между челюстью и стенкой канавки клюва, что приводит к увеличению силы стягивания петли. Этот зазор должен быть в пределах 0,4—0,7 мм. Влажность шпагата существенно влияет на величину силы стягивания петли. С увеличением влажности шпагата сила стягивания увеличивается.

Величина усилия стягивания петли с клюва зависит от качества шпагата (манильский или пеньковый), но в целом существенной разницы нет между данными, полученными на манильском шпагате и пеньковом шпагате влажностью 8,5%. Сила сжатия пружины клюва в большой степени влияет на образование узла. При слабом сжатии пружины узел не образуется, а при сильном — усилие стягивания возрастает. Сильно сжимать пружину нецелесообразно, т. к. и при среднем сжатии пружины получается хороший узел и, кроме того, небольшая сила стягивания петли с клюва.

Из изложенных выше результатов опытов можно считать, что для нормальной работы узловязателя нужны следующие параметры: а) угол конусности клюва в зоне перемещения исходной петли в плоскости качания челюсти: $16^\circ \div 21^\circ$; б) угол конусности клюва в зоне перемещения исходной петли в плоскости, перпендикулярной оси клюва: $6^\circ \div 15^\circ$; в) угол конусности клюва в

зоне стягивания петли и образования узла в плоскости качания челюсти: $23^{\circ} \div 25^{\circ}$; г) угол конусности клюва в зоне стягивания петли и образования узла в плоскости, перпендикулярной оси клюва: $19^{\circ} \div 32^{\circ}$; д) глубина выемки в челюсти: $2,0 \div 2,3$ мм; е) угол наклона внутренней стороны зубчика челюсти к плоскости, перпендикулярной оси клюва: $40^{\circ} \div 50^{\circ}$; ж) суммарный зазор между челюстью и канавкой челюсти клюва в плоскости, перпендикулярной оси клюва: $0,4-0,7$ мм.

Таблица 22

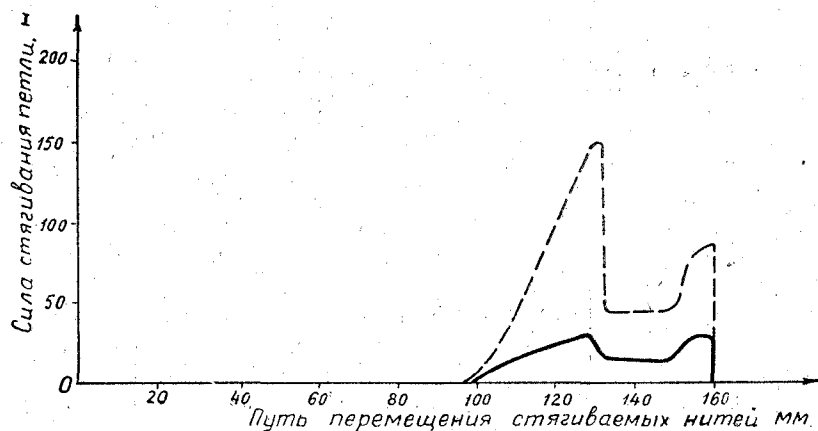
Результаты опытов по исследованию стягивания петли с клюва и образования узла

Вид шпагата и влажность в %	Сила сжатия пружины клюва в Н	Номер клюва	Результаты опытов					Работа силы стягивания петли в Дж.
			Усилие S_{AB} в Н	Усилие S_B в Н	Усилие S_{BC} в Н	Усилие S_{CD} в Н	Путь X_s в мм	
Пеньковский, влажность 8,5%	130	I	10	—	20	25	6	0,7
		II	8	8	34	36	5	1,4
		III	20	15	15	70	1	1,2
		IV	39	20	35	85	5	2,3
	240	I	21	15	29	41	5	1,5
		II	10	10	42	44	4	2,0
		III	50	10	20	105	2	2,2
		IV	40	20	30	90	2	2,3
Пеньковский, влажность 30%	130	I	30	5	20	20	13	0,7
		II	55	—	65	70	2	1,6
		III	30	—	35	65	1	2,1
		IV	65	20	65	70	3	3,0
	240	I	60	—	30	60	4	1,5
		II	85	—	60	90	2	3,6
		III	70	—	45	100	2	3,2
		IV	90	20	90	105	2	4,0
Манильский, влажность 6%	130	I	—	—	15	20	17	0,5
		II	15	—	30	35	4	1,0
		III	25	15	20	65	3	1,9
		IV	55	20	35	50	4	2,0
	240	I	—	—	30	40	21	1,3
		II	30	—	35	50	2	1,3
		III	45	—	30	105	4	2,6
		IV	45	—	55	70	7	3,4

Этим параметрам соответствуют клювы I и II, из них в большей степени клюв I.

Следует отметить, что клюв I проходил полевые испытания на льноуборочном комбайне ЛКВ-4М. Работа проводилась на пеньковом шпагате крепостью средней 21—25 кгс и минимальной 17—20 кгс и при неравномерности разрывного усилия 5,5—15,7%. Общая убранная площадь составила 25 га. Вязка снопов была устойчивая, невязь составляла лишь 1—2%.

Полученные выше значения усилия стягивания петли с клюва значительно меньше усилий, возникающих в нитях перевясла в самом вязальном аппарате при выталкивании снопа сбрасывающими руками, из-за того, что нити связанного снопа, сходя с клюва, трутся о прорезь грудной доски. Исследование этого явления проведено совместно с Ю. Г. Морозовым на установке, на которой исследовалась работа зажима (фиг. 123). Во время опытов поочередно определялись усилия стягивания петли с клюва через прорезь грудной доски и без грудной доски, т. е. прямо с клюва параллельно его челюстям. Сила сжатия пружины клюва при этом была 130 Н. Полученные диаграммы (фиг.



Фиг. 127. Диаграммы стягивания петли с клюва через прорезь грудной доски (штриховая линия) и без грудной доски параллельно челюстям клюва (сплошная линия).

127) показывают, что усилие стягивания петли с клюва через грудную доску в 5—6 раз больше усилия, получающегося при отсутствии грудной доски. Это отчасти объясняется тем, что стягивание нитей через грудную доску выбрасываемым из канала аппарата снопом происходит не параллельно челюстям клюва, а под углом, вследствие чего увеличивается напряжение в нитях, образующих перевясло снопа.

§ 10. Работа сбрасывающих рук и разделителя снопов

Помимо выбрасывания снопа сбрасывающие руки участвуют и в его отделении от стеблей, поступающих на вязку. При вязке обмолоченного (очесанного) льна отделение снопа производится только иглой и сбрасывающими руками. Отделение снопов при

вязке необмолоченного льна производится также специальными механизмами, называемыми разделителями.

Вязальные аппараты льнотеребилных машин работают в более тяжелых условиях, чем аппараты жаток-сноповязалок, так как, кроме вязки льна они должны еще обеспечить четкое и своевременное разделение снопов. При недостаточном разделении снопы остаются висеть на машине и тянутся за нею, ввиду чего имеет место осыпание головок и повреждение стеблей; следует также отметить, что неразделенные снопы, оставшиеся висеть на машине, могут наматываться на вращающиеся части, что приводит иногда к авариям.

Если в аппарате место формирования и связывания снопа назвать вязальным пространством, то существующие конструкции разделителей снопов могут быть подразделены на следующие два типа:

а) разделители льна до вязального пространства (ЛТВ-4, ТВ-4, «Депортер», «Унион», «Керес»);

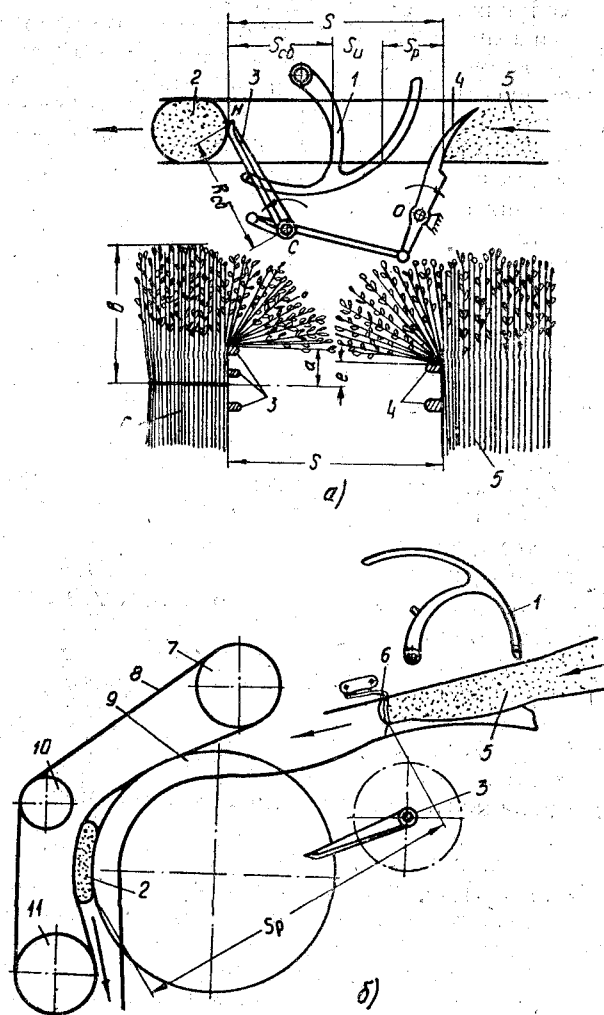
б) разделители льна, установленные после вязального пространства (ЛТВ-7).

Механизм для разделения льна до вязального пространства (фиг. 128, а) состоит из отделяющих рук и механизма привода (шарнирно-рычажный или кулачковый механизм), связанного с валом узловязателя, ввиду чего при повороте вала поворачиваются и отделяющие руки.

Работает этот механизм следующим образом: после формирования снопа и его отделения иглой приходят в движение отделяющие руки разделителя, которые отводят ленту льна от вязального пространства и удерживают ее, пока аппарат не закончит связывание и выбрасывание снопа. Когда сноп уже выброшен, отделяющие руки возвращаются в исходное положение, открывая при этом проход, по которому задержанные ими стебли поступают в вязальный аппарат для комплектования следующего снопа.

Разделитель снопов, установленный после вязального пространства (фиг. 128, б), представляет собою зажимной транспортер, который захватывает сноп после его выбрасывания из аппарата и отрывает от стеблей, поступающих в аппарат для комплектования следующего снопа. Вязальный аппарат при постановке такого разделителя отличается наличием боковой педали включения вместо лобовой, тогда как лобовая педаль оставляется только для поддержания снопа в момент вязки и разделения, а также для регулировки диаметра снопа. Установка боковой педали сделана с целью исключить образование подснопиков в момент обрыва связанного снопа при преждевременном включении иглы и узловязателя из-за давления стеблей формируемого снопа на педаль.

Лента льна, сформированная на поперечном транспортере льнотеребилки и направляемая в вязальный аппарат, характе-



Фиг. 128. Схемы разделителей снопов:
а — до вязального пространства; б — после вязального пространства; 1 — игла; 2 — сноп; 3 — сбрасывающие руки; 4 — отделяющие руки; 5 — лента льна; 6 — педаль; 7 — ведущий шкив; 8 — ремень; 9 — диск; 10 — натяжной ролик; 11 — ведомый шкив.

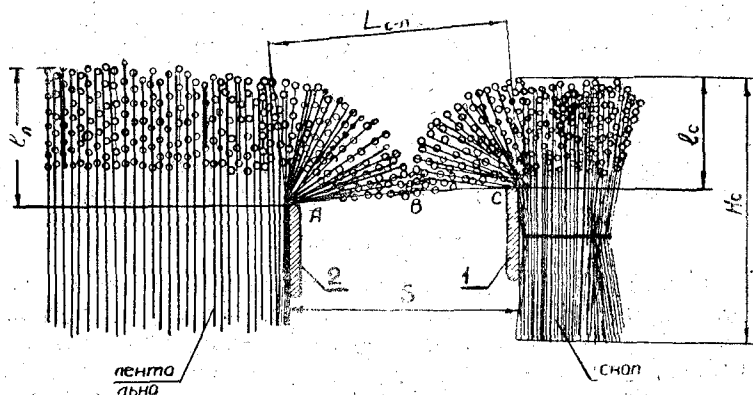
ризуется тем, что в верхней ее части стебли сцеплены из-за сплетения льноголовок, цветоножек и стеблей. Анализ работы разделяющих механизмов показывает, что для отделения снопа необходимо отодвинуть от ленты на некоторое вполне определенное расстояние. Это расстояние может быть определено из схемы на фиг. 129, на которой представлено действие отделяющих рук разделителя. Если одна рука разделителя 1 двигает сноп в одну сторону, в то время, как другая рука 2 давит на отделяемые стебли льна в другую сторону, то полный отрыв снопа, при условии, что стебли не смещаются друг относительно друга по высоте, наступит, когда расстояние $L_{с-л}$ (или AC) от верхнего края одной руки до верхнего края другой руки будет равно:

$$L_{с-л} = l_c + l_l = \sqrt{s^2 + (l_l - l_c)^2}, \quad (320)$$

где l_c — расстояние от верхнего края руки, воздействующей на сноп, до верхнего края снопа;

l_l — расстояние от верхнего края руки, воздействующей на ленту льна, до верхнего края ленты;

s — расстояние между снопом и лентой льна.



Фиг. 129. Разрушение зоны сцепления головок при отрыве снопа от ленты льна:

1 и 2 — руки разделителя снопов.

Если стебли имеют достаточную жесткость и упругость, то при отрыве снопа они не будут так сильно огибать отделяющие руки, как показано на фиг. 129, а меньше, ввиду чего отделение снопа наступит до того, как расстояние $L_{с-л}$ станет равным $l_c + l_l$. Таким образом, при $L_{с-л} = l_c + l_l = \sqrt{s^2 + (l_l - l_c)^2}$ имеет место полное разделение снопов независимо от состояния стеблей.

Равенство (320) выражает основное условие полного отделения снопа от ленты льна.

Рассмотрим теперь работу разделителя, установленного перед вязальным пространством. Если отделяющие руки разделителя начнут отделение льна одновременно с иглой, то могут иметь место случаи, когда одни и те же стебли включаются иглой в состав снопа и в то же время отделяющими руками отводятся от снопа; при этом указанные стебли будут изгибаться и повреждаться. Очевидно, до вступления в работу разделителя необходимо иглой отделить сноп от ленты льна.

Удовлетворительное разделение снопов достигается совместной работой отделяющих и сбрасывающих рук, так как благодаря воздействию сбрасывающих рук на сноп при его выталкивании из канала вязального аппарата увеличивается расстояние между снопом и лентой льна. Как видно из анализа схемы, представленной на фиг. 128, наибольшее расстояние между снопом и лентой льна s , создаваемое в вязальном аппарате, имеет место, когда конец отвода льна отделяющими руками совпадает с окончанием выталкивания снопа из канала вязального аппарата. Если путь отвода льна разделителем назвать рабочим ходом разделителя s_p , а путь, на котором сбрасывающие руки воздействуют на сноп при его выталкивании из вязального аппарата — рабочим ходом сбрасывающих рук $s_{сб}$, то наибольшее расстояние между снопом и лентой льна s будет равно (фиг. 128):

$$s = s_p + s_{и} + s_{сб}, \quad (321)$$

где $s_{и}$ — разделение льна, создаваемое иглой.

Параметр s может быть назван расстоянием отрыва снопа.

У вязального аппарата, не оборудованного разделителем,

$$s = s_{и} + s_{сб}.$$

Это расстояние в ряде случаев оказывается вполне достаточным для отделения снопов от ленты льна. Так, в 1962 году льнотеребилка ТВ-4 убирала лен высотой 70—80 см при отключенном разделителе, и большинство связанных снопов разделялось иглой и сбрасывающими руками вполне удовлетворительно.

Большое влияние на разделение льна оказывает кинетическая энергия снопов, выталкиваемых из канала вязального аппарата. Эта энергия T равна:

$$T = \frac{mv_{\text{выб}}^2}{2}$$

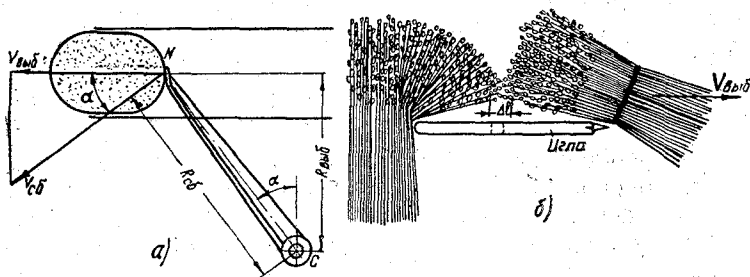
где m — масса снопа,

$v_{\text{выб}}$ — скорость движения снопа при его выталкивании из канала вязального аппарата.

Из-за округления концов сбрасывающих рук, воздействующих на сноп, можно считать, что скорость движения снопа относительно сбрасывающих рук направлена перпендикулярно каналу вязального аппарата. Переносная скорость снопа $v_{сб}$ равна

$\omega R_{сб}$, где $R_{сб}$ — расстояние между осью вращения сбрасывающих рук и точкой их соприкосновения со снопом (фиг. 130), а ω — угловая скорость вращения сбрасывающих рук. С другой стороны, $R_{сб} \cos \alpha = R_{выб}$, где $R_{выб}$ — расстояние от оси вращения до середины канала вязального аппарата, а α — угол между направлениями скоростей $v_{сб}$ и $v_{выб}$. Тогда нетрудно установить следующую зависимость для скорости $v_{выб}$:

$$v_{выб} = \omega R_{выб}.$$



Фиг. 130. Схемы к определению отрыва снопа под действием его живой силы.

Таким образом, живая сила T снопа, выбрасываемого из вязального аппарата, равна:

$$T = \frac{m\omega^2 R_{выб}^2}{2}. \quad (322)$$

Эта энергия T способна произвести разделение снопа на такое расстояние Δl (фиг. 130, б), на котором работа разделения A меньше живой силы (T) снопа на величину, определяемую сопротивлением воздуха и трением льна о канал вязального аппарата.

Работа, необходимая для разделения льна на расстояние Δl , равна:

$$A = \int_0^{\Delta l} P dl, \quad (323)$$

где P — сила, необходимая для разрыва льна на некотором элементарном пути dl .

Сила P зависит от интенсивности сплетения головок и стеблей льна, прочности стеблей и других факторов и меняется по длине Δl . Результаты экспериментального определения зависимости силы P от пути Δl приводятся в § 6 раздела I настоящей работы. Из представленных диаграмм для расчетов по формуле (323) нужно брать правые части, соответствующие окончательно-

ному отрыву стеблей друг от друга. Так как особых закономерностей изменения силы P по пути Δl не установлено, будем исходить из некоторой средней силы $P_{\text{ср}}$ сопротивления разрыву льна, определяемой из соотношения

$$P_{\text{ср}} = \frac{A}{\Delta l} = \frac{\int_0^{\Delta l} P dl}{\Delta l}. \quad (323')$$

Работа, необходимая для преодоления сопротивления воздуха и трения снопа о канал вязального аппарата на длине Δl , равна (при условии, что Δl сравнительно невелико, а сила сопротивления воздуха пропорциональна скорости движения снопа):

$$A_1 \cong c\omega R_{\text{выб}} + mgf) \Delta l, \quad (324)$$

где c — коэффициент сопротивления воздуха движению снопа,
 g — ускорение свободного падения,
 f — коэффициент трения.

Для снопов длиной 100—110 см и толщиной 11—14 см коэффициент c , установленный экспериментально, равен 2,8—3,2 Нс/м.

Из равенства $T = A + A_1$ и формул (322), (323') и (324) вытекает, что

$$\Delta l = \frac{m\omega^2 R_{\text{выб}}^2}{2(P_{\text{ср}} + c\omega R_{\text{выб}} + mgf)}. \quad (325)$$

Если живую силу снопа использовать для его отрыва на путь Δl , то расстояние $L_{\text{с-л}}$ между верхними сбрасывающей и разделяющей руками (фиг. 128, а), необходимое для разделения снопов, будет меньше $l_{\text{с}} + l_{\text{л}}$ (фиг. 129) на величину Δl . Так как $l_{\text{л}} = b - e$, а $l_{\text{с}} = b - a$, где b — расстояние от плоскости действия иглы (т. е. от перевясла) до верхнего края зоны сцепления снопа с лентой, a — расстояние от перевясла до верхней сбрасывающей руки, e — расстояние от плоскости действия иглы до верхней отделяющей руки разделителя, то

$$L_{\text{с-л}} = 2b - a - e - \Delta l. \quad (326)$$

Тогда для полного отделения снопа должно иметь место следующее равенство, вытекающее из формул (320), (321), (325) и (326):

$$\sqrt{(s_p + s_n + s_{\text{сб}})^2 + (a - e)^2} + a + e + \frac{m\omega^2 R_{\text{выб}}^2}{2(P_{\text{ср}} + c\omega R_{\text{выб}} + mdf)} = 2b. \quad (327)$$

Так выражается условие полного отделения снопа от ленты льна разделителем, действующим до вязального пространства.

В разделителе, действующем после вязального пространства, транспортер отводит сноп от ленты льна со скоростью $v_{тр}$ на расстояние s_p (фиг. 128, б), которое, как это легко установить, значительно больше рабочего хода разделителя, действующего до вязального пространства. Это, как уже было сказано, объясняется тем, что в разделителе, установленном до вязального пространства, для разделения льна используются еще игла и сбрасывающие руки. Таким образом, одним из преимуществ разделителей, установленных до вязального пространства, являются меньшие габариты, меньшее количество деталей и меньшая, следовательно, металлоемкость.

Анализируя равенство (327), приходим к выводу, что для лучшего разделения снопов расстояния s_p , $s_{и}$, $s_{сб}$, a и e и скорость $\omega R_{выб}$ необходимо увеличить. Следует отметить, что при увеличении параметров s_p , $s_{и}$ и $s_{сб}$ возрастают габариты машины; увеличение расстояний a и e полезно до тех пор, пока они не превышают $b - h$, где h — зона сцепления снопа с лентой. Если же a или e будут больше $b - h$, т. е. если верхняя отделяющая или сбрасывающая рука будет действовать в зоне сцепления снопа с лентой, то она не будет захватывать все стебли и часть стеблей, не попавших под влияние этой руки, не будет отведена. Несмотря на это, увеличение параметров a и e больше $b - h$ целесообразно, так как при этом облегчается работа разделителя по отрыву снопа. Для увеличения параметра a лучше всего увеличивать количество сбрасывающих рук до 4—5 штук.

Увеличение ω и $R_{выб}$, как уже было сказано, желательно, но угловая скорость вала сбрасывающих рук ограничена, так как с ее увеличением возрастают силы инерции. Параметр $R_{выб}$ зависит от расстояния между валом узловязателя и каналом вязального аппарата; и так как при увеличении этого расстояния приходится соответственно увеличивать радиус иглы (из-за чего возрастают силы инерции иглы), то следует, что расстояние $R_{выб}$ также ограничено.

Для сравнения параметров разделителей льнотеребильных машин приводим данные, представленные в таблице 23.

Из представленных данных видно, что расстояние $\sqrt{(s_p + s_{и} + s_{сб})^2 + (a - e)^2} + a + e$ значительно больше у машин ЛТВ-4 и ТВ-4 по сравнению с ЛТВ-7; этим и объясняется лучшее разделение снопов льна на данных машинах.

Большое значение имеет согласованное действие иглы, сбрасывающих рук и рычагов разделителя. Графически оно показано на фиг. 131. На этом графике представлена зависимость этапов вязки снопа от угла поворота сбрасывающих рук. Такую диаграмму можно построить из непосредственных замеров, а также на основе данных циклограммы.

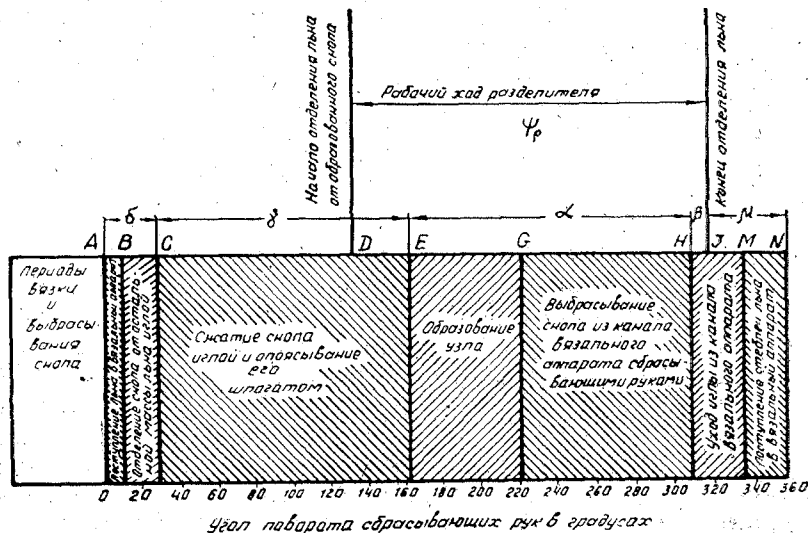
Выше указывалось, что разделитель должен вступить в работу после того, как игла произведет предварительное отделе-

ние снопа от остальных стеблей. Это значит, что начало D рабочего хода разделителя должно быть на участке между точками C и E . С другой стороны, ленту льна нужно отделить от формируемого снопа так, чтобы в момент его выбрасывания отведенный лен еще удерживался разделителем, а после выбрасывания снопа отделяющие руки вернулись бы в исходное положение и открыли бы тем самым путь для стеблей, направляемых на вязку. Этого можно достигнуть, если конец рабочего хода разделителя наступит, когда сбрасывающие руки повернутся на угол $(\delta + \gamma + \alpha + \beta)$, где β — угол запаздывания разделения (из конструктивных соображений этот угол должен составлять примерно $5-10^\circ$). Значения остальных углов приведены на графике.

Таблица 23

Значения некоторых конструктивных параметров разделителей снопов

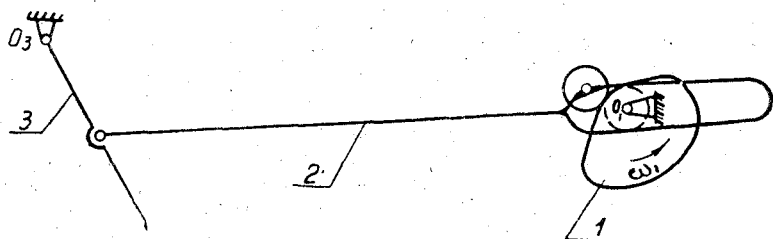
Марка машины	Значения показателей						
	$s_p + s_n + s_{cb}$ см	a см	e см	$\sqrt{(s_p + s_n + s_{cb})^2 + (a - e)^2} + a + e$ см	ω рад/с	$R_{выб}$ см	$\omega R_{выб}$ (или $v_{гр}$) см/с
ЛТВ-7	75	—	7,5	83	—	—	330
ЛТВ-4	70	21	26	117	10,5	30	315
ТВ-4	65	29	39	134	13,5	29	391



Фиг. 131. График, иллюстрирующий зависимость рабочего хода разделителя от последовательности вязки и выбрасывания снопа из канала вязального аппарата.

В таком случае, зная угол φ_p , в течение которого происходит рабочий ход разделителя, можно определить начало отделения льна от сформированного снопа; это начало наступит после поворота вала сбрасывающих рук на $ABCD$, т. е. на угол $(\delta + \gamma + \alpha + \beta - \varphi_p)$. Угол $(\delta + \gamma + \alpha + \beta - \varphi_p)$ значительно больше угла μ , определяющего участок IMN . Ввиду этого в разделителях, приводимых в движение шарнирно-рычажным механизмом, передача от вала сбрасывающих рук на кривошип (посаженный на конец вала) включает муфту свободного хода, причем угол свободного хода этой муфты равен $(\delta + \gamma + \alpha + \beta - \varphi_p)$. Муфта обеспечивает вступление разделителя в работу в точке D , хотя сбрасывающие руки поворачиваются, начиная с точки A .

Если привод разделителя осуществляется кулачковым механизмом, то муфта свободного хода не нужна, так как соответствующим выбором профиля кулачка и постановкой обратной пружины можно также обеспечить необходимое движение отделяющих рук разделителя. Кроме этого, кулачковый механизм позволяет в зависимости от профиля кулачка несколько увеличить рабочий ход разделителя φ_p , тогда как у шарнирно-рычажного механизма угол φ_p почти не может быть изменен.



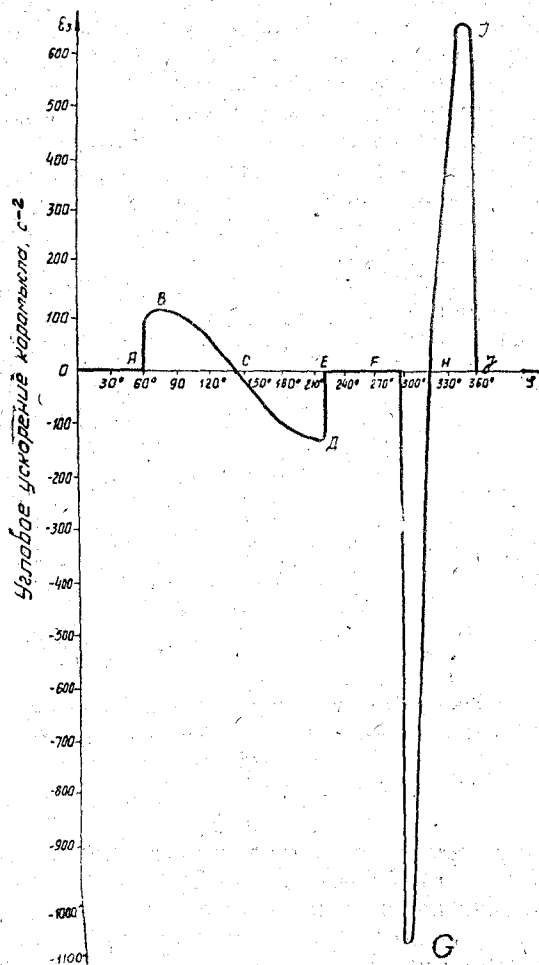
Фиг. 132. Схема разделителя вязального аппарата ЛКВ-4Т:

1 — кулачок, 2 — шатун, 3 — коромысло (разделитель), O_1 — вал сбрасывающих рук.

Переходим к анализу кулачкового механизма разделителя вязального аппарата ТВ-4 (ЛКВ-4Т). У этого механизма (фиг. 132) кулачок насажен на вал сбрасывающих рук и вращается вместе с ним по направлению угловой скорости ω_1 , воздействуя на шатун 2 через ролик. Шатун имеет одну скользящую опору на оси вала сбрасывающих рук; другим концом шатун связан шарнирно с коромыслом 3, на валу которого крепится разделитель.

Исследование этого кулачкового механизма проведем методом обращения, при котором кулачок останавливается, а рама вместе с коромыслом и шатуном вращаются относительно кулачка.

ка с той же угловой скоростью ω_1 , но в противоположную сторону. На фиг. 133 показаны 14 положений механизма относительно кулачка (т. е. 12 положений через 30° и два дополнительных положения через 15° в зоне наибольших ускорений, коромысла и шатуна) и получающиеся при этом углы ψ , характеризующие положение коромысла.



Фиг. 134. Диаграмма угловых ускорений коромысла кулачкового механизма разделителя.

На основе данных фиг. 133 построен график зависимости угла $\psi - \psi_0$ (где ψ_0 — начальное значение угла ψ) от угла φ поворота вала сбрасывающих рук. Графическим дифференциро-

ванием этой кривой получаем

скорости ω_3
боротов вала

фиг. 134. На
й ход разде-
ля. Положи-
их направ-
олее ясного
омысла при
вых ускоре-
положение
ие ускоре-

ах поворо-
и не пово-
чительному,
м следует,
шатуна

кулачка
отнести

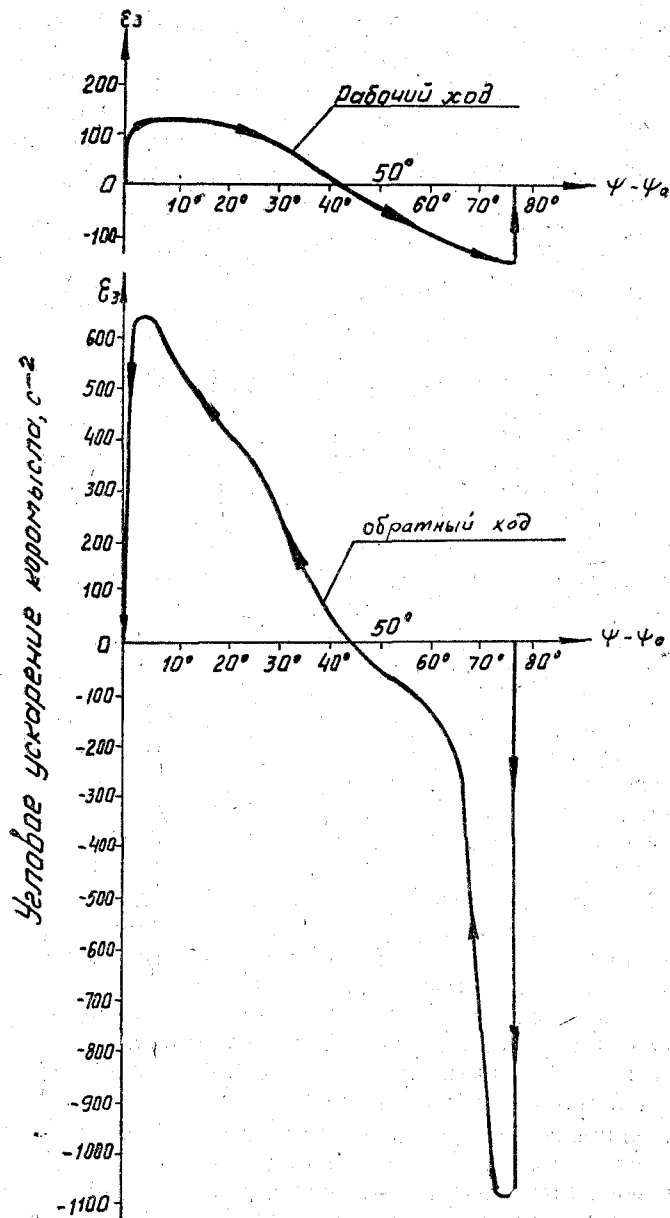
ил инер-
ановлен
на вал
и разде-
ментом
обрат-
умень-
ащения

обратить
ужина
афике
жании
зивае-
нного
ответ-

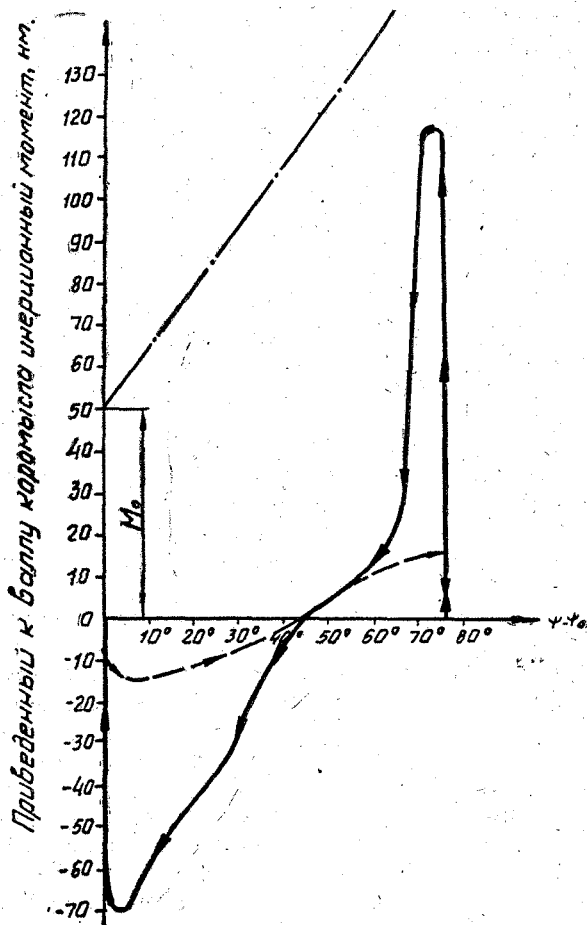
прав-
р pp
133),

механизма

...венных центров вращения C_V
...ем направления скорости V_p центра ролика ша-
туна. Полученные таким образом значения угла давления не
превосходят допускаемых значений (они меньше 30°).



Фиг. 135. Зависимость угловых ускорений коромысла разделителя от угла его поворота при рабочем ходе и возвращении в исходное положение.



Фиг. 136. График приведенного к валу коромысла разделителя момента от действия сил инерции шатуна и коромысла:

— — — рабочий ход разделителя; ————— обратный ход разделителя; необходимая характеристика пружины;
 M_0 — момент, соответствующий начальной затяжке пружины.

§ 11. Наклон вязального аппарата и размеры его приемной части

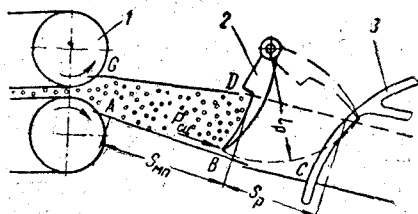
Для удовлетворительной работы вязальных аппаратов весьма важно правильно выбрать угол их наклона к горизонту и наклон скатного листа, по которому лен поступает из транспортера для вязки. Аппарат обычно устанавливается под тем же углом к горизонту (или с небольшим отклонением в $10\text{--}20^\circ$),

что и поступающий на вязку лен, т. е. лента льна, как правило, не разворачивается на столе аппарата, а если и разворачивается, то под весьма небольшим углом. Следует оговориться, что под углом наклона вязального аппарата к горизонту понимается угол, под которым сноп вяжется, или угол наклона вала сбрасывающих рук к горизонту. Кроме этого угла, различают еще угол наклона стола вязального аппарата в плоскости движения стеблей льна у выхода из транспортера.

Если лента льна движется на вязку в вертикальном (или в близком к вертикальному) положении, то при выходе из транспортера из-за трения комлей льна о поддерживающий щиток и боковых поверхностей ленты льна о направляющие детали стебли продвинутся на весьма небольшое расстояние, обычно не превышающее 80—100 мм; для дальнейшего их продвижения нужно воздействие на них уже другого рабочего органа. При горизонтальном или наклонном же положении вязального аппарата стебли, направляемые из транспортера на вязку, ничем не ограничиваются и производят как бы полет в вязальное пространство аппарата, причем дальность этого полета тем больше, чем больше скорость транспортера и наклон скатного листа.

При отделении снопа в вязальном аппарате отделяющие руки разделителя отводят ленту льна, которая попадает в так называемое «мертвое пространство» между транспортером и вязальным аппаратом, находящееся вне поля действия упаковщиков. После того, как закончится процесс вязки, и разделитель откроет проход в канале аппарата, задержанные отделяющими руками стебли должны сразу же поступить в канал аппарата (для формирования следующего снопа), так как в противном случае из-за непрерывной подачи стеблей транспортером в этом «мертвом пространстве» скопится большое количество льна и получится забивание машины. Конечно, поступающий из транспортера лен будет несколько давить на находящиеся в указанном пространстве стебли, но это давление может оказаться недостаточным. Поэтому указанное выше «мертвое пространство» не только не должно создавать никаких препятствий на пути движения льна, но более того, оно должно обеспечить быстрый сход задержанных разделителем стеблей. Этому способствуют наклонное или горизонтальное положение стеблей, поступающих в вязальный аппарат, и наклонное положение скатного листа «мертвого пространства», причем угол наклона листа к горизонту должен быть, очевидно, не менее угла трения (30—35°). Таким образом, для лучшей работы вязального аппарата наиболее желательна наклонная или горизонтальная его постановка. Эти выводы подтверждаются, в частности, опытами, проведенными в 1957 году во Всесоюзном научно-исследовательском институте льна при оборудовании льнотеребилки типа ЛТВ-7 (имеющей вертикально поставленный вязальный аппарат) раз-

делителем, установленным до вязального пространства. Во время работы машины из-за трения между стеблями и щитками каналов транспортера и вязального аппарата, задержанные разделителем стебли не смогли преодолеть сопротивление «мертвого пространства», что приводило к скоплению льна и забиванию машины.



Фиг. 137. Схема к определению размеров входной части вязального аппарата, оборудованного разделителем:

1 — транспортер; 2 — рука разделителя;
3 — спинка иглы.

Для расчета приемной части вязального аппарата обратимся к фиг. 137, на которой представлена схема разделителя в положении, когда лента льна отведена от формирующегося снопа влево от иглы (точка C) на расстояние $s_p \approx BC$. Количество стеблей, которое находилось на этом участке (BC) и теперь

отведено, равно $\sim \frac{B_m i s_p v_m}{v_{тр}}$ (здесь B_m — ширина захвата агрегата, i — густота стеблестоя, v_m — скорость движения агрегата, $v_{тр}$ — скорость транспортера). При нормальном поступлении льна на вязку (когда разделитель находится в исходном положении) на участке AB, которое названо «мертвым пространством», находится $\sim \frac{B_m i s_{мп} v_m}{v_{тр}}$ стеблей, где $s_{мп}$ — длина участка AB.

Продолжительность действия разделителя определяется углом ψ_p поворота вала сбрасывающих рук (см. фиг. 131). Если ω — угловая скорость вращения вала сбрасывающих рук, то продолжительность t_p действия разделителя равна $\frac{\psi_p}{\omega}$. Прибли-

женно ψ_p равно π . Поэтому $t_p \approx \frac{\pi}{\omega}$. За это время в вязальный аппарат поступит $B_m i v_m t_p$ стеблей. Все это количество льна

$B_m i v_m \left(\frac{s_p + s_{мп}}{v_{тр}} + \frac{\psi_p}{\omega} \right)$ должно втиснуться на участке AB без

чрезмерного уплотнения, приводящего к забиваниям. Если через $\lambda_{п}$ обозначить предельно допустимую плотность стеблей на участке AB, то наименьшая площадь $F_{мп}$ сечения этого участка может быть определена следующим образом:

$$F_{мп} \geq \frac{\pi a_c^2 B_m i v_m}{4 \lambda_{п}} \left(\frac{s_p + s_{мп}}{v_{тр}} + \frac{\psi_p}{\omega} \right). \quad (328)$$

Так как $F_{мп} \cong s_{мп} h_{мп}$, где $h_{мп}$ — высота «мертвого пространства», то из этого равенства и (328) находим:

$$s_{мп} \geq \frac{s_p + \frac{v_{тр} \psi_p}{\omega}}{\frac{4 h_{мп} v_{тр} \lambda_{п}}{\pi a_c^2 B_m i v_m} - 1}. \quad (329)$$

Величина $\lambda_{п}$ для свежевытеребленного льна может быть принята равной 0,15—0,20.

Из представленных зависимостей видно, что чем больше густота стеблестоя, скорость движения агрегата, рабочий захват машины и продолжительность действия разделителя, тем больше должен быть объем «мертвого пространства». С другой стороны, увеличивать объем этого участка путем увеличения его высот AG и BD (фиг. 137) неправильно, так как высота $h_{мп}$ этого пространства не должна быть больше 0,6—0,8 длины разделителя l_p . В то же время, разумеется, высота участка не должна быть меньше 1,5—2,0 толщин ленты льна, поступающей на, вязку. В существующих машинах эта высота находится в пределах 80—100 мм.

§ 12. Определение давления на стенки камеры сжатия и уплотнитель стеблей. Расчет нагрузки на валы иглы и узловязателя

При исследовании сжатия стеблей (§ 4 раздела I) было определено давление в направлении сжатия и под углом 90° , т. е. боковое давление. Но форма упаковщиков, педали включения и груди иглы вязального аппарата характеризуется также другими углами наклона и криволинейностью.

Поэтому рассмотрим, как в таких случаях определяется давление на детали аппарата.

Сначала определим давление стеблей на наклонную стенку. Пусть стебли сжимаются в камере в направлении движения поршня (фиг. 138). Рассмотрим случай, когда угол β наклона стенки или днища мал (фиг. 138, а) и стебли при сжатии не соскальзывают вниз по наклонной стенке. Если исходить из этого, то будет иметь место различная степень сжатия стеблей по слоям, т. е. в слое, расположенном на расстоянии y от продольной стенки, относительное сжатие ε_y будет:

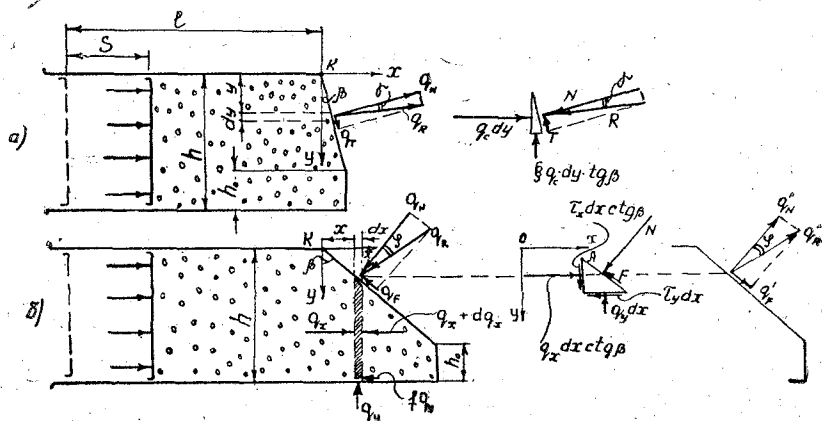
$$\varepsilon_y = \frac{s}{l + y \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (330)$$

где β — угол наклона стенки (днища); значения s и l приводят-ся выше (стр. 23).

Соответственно, максимальное сжатие будет в верхних слоях, где $y \rightarrow 0$, а минимальное сжатие — в нижних слоях, где $y \geq h - h_0$, здесь h_0 — высота части днища, перпендикулярной стенке камеры сжатия. Таким образом,

$$\varepsilon_{y \max} = \frac{s}{l};$$

$$\varepsilon_{y \min} = \frac{s}{l + (h - h_0) \operatorname{tg} \beta}.$$



Фиг. 138. Схемы к определению давления сжимаемых стеблей на наклонные стенки.

Выделим элемент массы стеблей у наклонной стенки на расстоянии y от верхней стенки и рассмотрим силы, действующие на него (на фиг. 138, а этот элемент в увеличенном виде представлен справа). Это сила $q_c dy$, действующая слева, сила $\xi q_c dy \operatorname{tg} \beta$, действующая снизу, нормальная сила N и касательная T , действующие на наклонную площадку, где q_c — давление, определяемое по данным на стр. 22—47, а ξ — коэффициент бокового распора. Если составить уравнения равновесия сил (на оси X и Y), то получим:

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{q_c}{\cos \beta} (\cos^2 \beta + \xi \sin^2 \beta) dy; \\ T &= q_c (1 - \xi) \sin \beta \cdot dy. \end{aligned} \right\} \quad (331)$$

Равнодействующая R сил N и T будет равна $\sqrt{N^2 + T^2}$ и отклонена от нормали на угол γ , тангенс которого равен:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1 - \xi}{\operatorname{ctg} \beta + \xi \operatorname{tg} \beta}. \quad (332)$$

Из этого равенства видно, что $\gamma < \beta$.

Нормальное давление сжимаемых стеблей на наклонную площадку q_N будет направлено противоположно N и равно:

$$q_N = \frac{N}{\frac{dy}{\cos \beta}} = q_c (\cos^2 \beta + \xi \sin^2 \beta), \quad (333)$$

а касательное давление этих стеблей, направленное против T ,

$$q_T = \frac{T}{\frac{dy}{\cos \beta}} = \frac{1}{2} q_c (1 - \xi) \sin 2\beta. \quad (334)$$

Полное давление стеблей на наклонную площадку окажется равным

$$q_R = q_c \sqrt{(\cos^2 \beta + \xi \sin^2 \beta)^2 + \frac{1}{4} (1 - \xi)^2 \sin^2 2\beta} \quad (335)$$

и будет отклонено от нормали к площадке на угол γ .

Так как сжатие в верхних слоях камеры больше, то и давление на стенки камеры больше.

Полученные равенства справедливы для случая, когда стебли не скользят по наклонной стенке (или параллельно наклонной стенке по внутренним слоям), т. е. когда угол γ отклонения от нормали полного давления стеблей на наклонную стенку меньше угла φ трения стеблей об эту стенку, или угла φ_0 внутреннего трения стеблей. Если же угол γ равен углу φ или углу φ_0 , то возможно скольжение стеблей либо по стенке, либо друг относительно друга параллельно стенке. Это зависит от того, что больше: угол φ или угол φ_0 . В дальнейшем проведем расчеты, считая, что $\varphi < \varphi_0$. Если же однако в некоторых конкретных случаях выяснится, что $\varphi > \varphi_0$, то полученные формулы и методика расчета будут справедливы, если вместо φ подставить φ_0 , а вместо f — коэффициент внутреннего трения стеблей f_0 .

Из равенства

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1 - \xi}{\operatorname{ctg} \beta + \xi \operatorname{tg} \beta} = \operatorname{tg} \varphi, \quad (336)$$

путем решения уравнения относительно $\operatorname{tg} \beta$, находим наименьшее значение угла β , при котором стебли скользят по стенке:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1 - \xi - \sqrt{(1 - \xi)^2 - 4\xi \operatorname{tg}^2 \varphi}}{2\xi \operatorname{tg} \varphi}. \quad (337)$$

Из (337) видно, что при $(1 - \xi)^2 < 4\xi \operatorname{tg}^2 \varphi$ равенство теряет смысл. Таким образом, если

$$\operatorname{tg} \varphi \geq \frac{1 - \xi}{2\sqrt{\xi}}, \quad (338)$$

то при любом угле β наклона стенки (днища) камеры, меньшем 90° , скольжения по этой стенке не будет. Если же

$$\operatorname{tg} \varphi < \frac{1 - \xi}{2\sqrt{\xi}}, \quad (338')$$

то при угле β большем, чем по формуле (337), стебли во время сжатия будут скользить по наклонной стенке.

В случае скольжения сжимаемых стеблей по наклонной стенке (фиг. 138, б) явление усложняется, так как помимо нормального давления на две площадки выделенного элемента массы стеблей будут действовать и касательные усилия. При решении этой задачи будем исходить из этого, что относительное сжатие и нормальное давление не меняются по высоте слоя, а одинаковы.

Выделим элемент массы стеблей у наклонной стенки на расстоянии x от края верхней стенки и рассмотрим силы, действующие на него (на фиг. 138, б этот элемент в увеличенном виде представлен справа). На элемент слева действует нормальная сила $q_x dx \operatorname{ctg} \beta$ и касательная $\tau_x dx \operatorname{ctg} \beta$, снизу нормальная сила $q_y dx$ и касательная $\tau_y dx$, а на наклонную площадку — нормальная сила N и сила трения F . Составим уравнения равновесия сил на оси X и Y и уравнения моментов сил относительно точки A .

$$\left. \begin{aligned} \Sigma X_i &= q_x dx \operatorname{ctg} \beta - \tau_y dx - N \cos \beta - fN \sin \beta = 0; \\ \Sigma Y_i &= \tau_x dx \operatorname{ctg} \beta - q_y dx + N \sin \beta - fN \cos \beta = 0; \\ \Sigma M_A &= -N \frac{dx}{2 \sin \beta} - \tau_y dx dx \operatorname{ctg} \beta + q_y dx \frac{dx}{2} + q_x \frac{(dx)^2 \operatorname{ctg}^2 \beta}{2} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (339)$$

Учитывая, что $N = q_N \frac{dx}{\sin \beta}$, где q_N — нормальное давление на наклонную площадку стенки, а также, что $q_y = \xi_1 q_x$, где ξ_1 — коэффициент бокового распора, зависящий от угла δ между рассматриваемой площадкой и площадкой главного напряжения, у которой давление достигло максимума, по формуле [32, стр. 76]

$$\xi_1 = \frac{\xi + \operatorname{tg}^2 \delta}{1 + \xi \operatorname{tg}^2 \delta}, \quad (340)$$

то в результате решения уравнений (339) получаем:

$$q_N = q_x \frac{\cos^2 \beta - \xi_1 \sin^2 \beta}{f \sin 2\beta + \cos 2\beta}. \quad (341)$$

Это уравнение так же, как и (337) справедливо при $\operatorname{tg} \varphi \leq \frac{1-\xi}{2\sqrt{\xi}}$, т. е. когда имеет место скольжение стеблей по наклонной стенке.

Тогда угол δ наклона рассматриваемой площадки AB' к площадке AB (фиг. 139) будет равен:

$$\delta = \beta - \alpha. \quad (344)$$

Если это значение δ подставить в формулу (340), то можно определить коэффициент бокового распора ξ_1 , необходимый для вычисления q_N по формуле (341). Для определения коэффициента ξ_1 учтем также, что в случаях, когда угол δ наклона рассматриваемой площадки к площадке главного напряжения невелик и составляет не более 10° , то ξ_1 мало отличается от ξ и поэтому с достаточной для практических целей точностью можно считать, что $\xi_1 \approx \xi$, т. е.

$$q_y \approx \xi q_x. \quad (345)$$

Для определения закономерности распределения давлений q_x по длине канала выделим некоторый элемент массы стеблей по высоте канала на расстоянии x от края верхней стенки (фиг. 138, б) и рассмотрим его равновесие. На данный элемент слева действует давление q_x , справа — давление $q_x + dq_x$, где dq_x — приращение давления на участке dx , снизу — нормальное давление q_y и касательное от действия сил трения $f q_y$, где f — коэффициент трения, а на наклонную площадку — нормальное давление q_N и касательное (от действия сил трения) q_F , причем $q_F = f q_N$. Равнодействующая давлений q_N и q_F обозначена q_R . Составим сумму проекций сил на ось X :

$$\begin{aligned} \Sigma X_i = & q_x (h - x \operatorname{ctg} \beta) - (q_x + dq_x) (h - x \operatorname{ctg} \beta - dx \operatorname{ctg} \beta) - \\ & - f q_y dx - q_N \frac{dx}{\sin \beta} \cos \beta - f q_N \frac{dx}{\sin \beta} \sin \beta = 0; \end{aligned}$$

Из этого уравнения с учетом (341) и (340) находим:

$$\frac{dq_x}{q_x} = - \frac{m dx}{h - x \operatorname{ctg} \beta}, \quad (346)$$

где

$$m = f \xi_1 - \operatorname{ctg} \beta + (f + \operatorname{ctg} \beta) \frac{\cos^2 \beta - \xi_1 \sin^2 \beta}{f \sin 2\beta + \cos 2\beta}. \quad (346')$$

Интегрированием равенства (346) получаем:

$$\ln q_x = m \ln (h - x \operatorname{ctg} \beta) + C, \quad (347)$$

где C — постоянная интегрирования.

При $x = (h - h_0) \operatorname{tg} \beta$ давление q_x будет наименьшим (на днище передается наименьшее давление, так как отсутствует

трение) и равно удельному сопротивлению стеблей сжатию q_c . Подставляя эти данные в равенство (347), получим следующую зависимость давления q_x от расстояния x :

$$q_x = q_c \left(\frac{h - x \cdot \operatorname{ctg} \beta}{h_0} \right)^m. \quad (348)$$

Из этого равенства видно, что с увеличением расстояния x давление q_x уменьшается. Наибольшего значения давление q_x достигает при $x = 0$ и будет равно:

$$q_{x \max} = q_c \left(\frac{h}{h_0} \right)^m. \quad (348')$$

Относительное сжатие стеблей ε в данном случае равно:

$$\varepsilon = \frac{h_s}{hl + \frac{1}{2} (h - h_0) \operatorname{tg} \beta}. \quad (349)$$

На основе изложенного заключаем, что давление q'_R стеблей на наклонную стенку при их скольжении по ней (фиг. 138, б) будет направлено под углом трения φ к нормали в сторону движения и будет равно (см. формулу 341):

$$q'_R = q_R = \frac{q_N}{\cos \varphi} = q_c \left(\frac{h - x \operatorname{ctg} \beta}{h_0} \right)^m \frac{\cos^2 \beta - \xi_1 \sin^2 \beta}{\cos (2\beta - \varphi)}, \quad (350)$$

Направление этого давления показано на фиг. 138, б справа. На этом же рисунке показаны нормальное q'_N и касательное q'_T составляющие давления стеблей на стенку.

Если днище камеры целиком представляет собой наклонную стенку и величина h_0 , казалось бы, равна нулю, то, так как при сжатии стеблей и их продвижении в суживающуюся часть канала в самом конце их пути, где находятся крайние стебли, последние будут испытывать минимальное давление по горизонтали, h_0 в данном случае приближенно может быть принято равным диаметру стебля, т. е. $h_{0 \min} \approx d_c$.

Рассмотрим теперь сопротивление движению стеблей в камере сначала на примере поршня, движущегося поступательно перпендикулярно стенкам канала.

На фиг. 140, а представлена схема канала, в котором на участке AK производится сжатие стеблей ходом поршня вправо. Начальное положение A поршня отмечено штриховой линией (это, вернее, то положение, при котором стебли, предварительно неуплотненные, начинают сопротивляться сжатию). Пусть поршень прошел путь s ; определим при этом, как распределяется давление стеблей по длине BK камеры сжатия и чему равно сопротивление, преодолеваемое поршнем при своем движении.

Выделим на расстоянии x от поршня элемент массы стеблей и рассмотрим силы, действующие на него. Это давления в на-

правлении сжатия q_x и $q_x + dq_x$, где dq_x — приращение давления на участке dx , давление от боковых реакций стенок p_y , а также трение в месте контакта перемещаемых стеблей с верхней и нижней стенками камеры. Составим уравнение равновесия сил, действующих на элемент массы стеблей в направлении сжатия:

$$q_x h - (q_x + dq_x) h - 2p_y dx f = 0,$$

где h — высота канала,

f — коэффициент трения.

Так как $p_y = \xi q_x$, то получаем:

$$\frac{dq_x}{q_x} = -\frac{2f\xi}{h} dx. \quad (351)$$

После интегрирования находим:

$$\ln q_x = -\frac{2f\xi}{h} x + C, \quad (351')$$

где C — постоянная интегрирования.

Днище камеры (зона K) испытывает давление только вследствие сопротивления стеблей сжатию (трение здесь отсутствует). Поэтому $q_x = q_c$ при $x = l - s$, где l — расстояние от днища камеры до начального положения поршня; подставляя эти условия в (351'), можно получить

$$q_x = q_c e^{\frac{2f\xi}{h}(l-s-x)}. \quad (352)$$

С учетом (6) и (9) равенство (352) можно представить следующим образом:

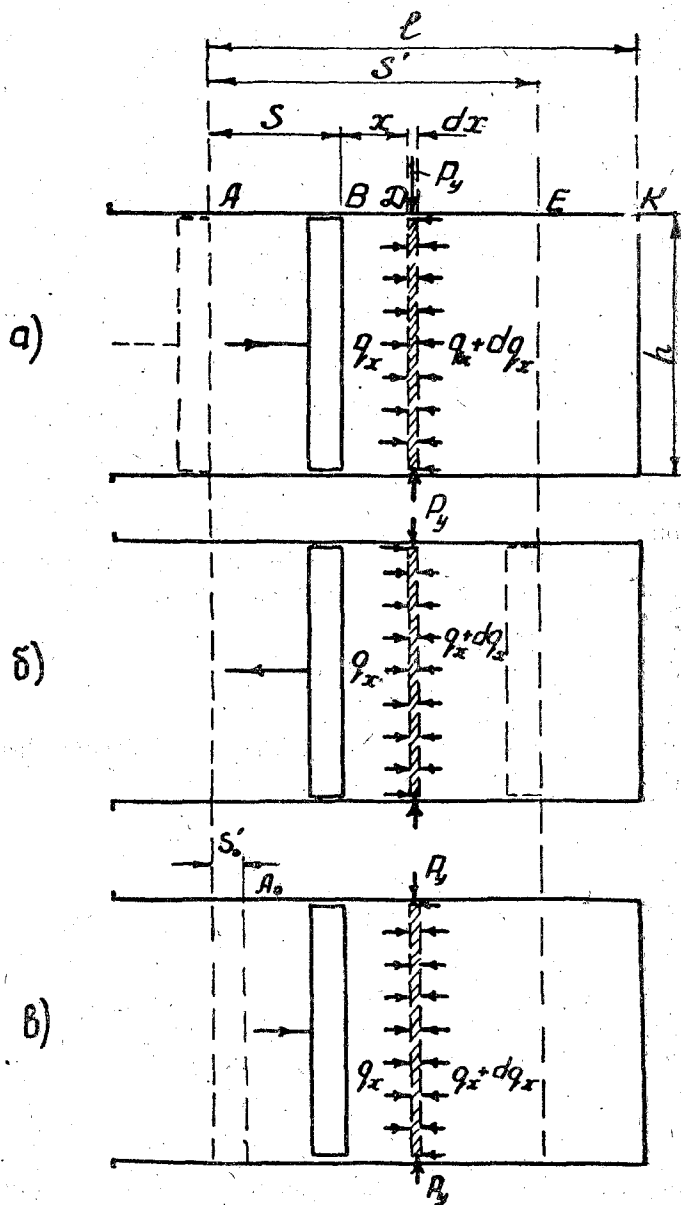
$$q_x = q_{вг} (e^{a_r \frac{s}{l}} - 1) e^{\frac{2f\xi}{h}(l-s-x)}. \quad (353)$$

Формула (353) устанавливает соотношение между давлением и свойствами стеблей сопротивляться сжатию, параметрами камеры сжатия и ходом поршня. Из (353) видно, что с уменьшением x давление увеличивается. Наибольшее давление будет при $x = 0$ (т. е. то, которое приходится на поршень). Это наибольшее давление $q_{хп}$ равно:

$$q_{хп} = q_{вг} (e^{a_r \frac{s}{l}} - 1) e^{\frac{2f\xi}{h}(l-s)}. \quad (353')$$

Тогда сила, необходимая для привода в движение поршня, равна:

$$Q_{п} = q_{хп} h = h q_{вг} (e^{a_r \frac{s}{l}} - 1) e^{\frac{2f\xi}{h}(l-s)}. \quad (354)$$



Фиг. 140. Схемы к определению сопротивления движению поршня при сжатии стеблей (а), разгрузке (б) и повторном сжатии (в).

При обратном движении поршня (фиг. 140, б) уравнение равновесия сил, действующих на элемент массы стеблей, будет следующее:

$$q_x h - (q_x + dq_x) h + 2p_y dx f = 0,$$

откуда

$$\frac{dq_x}{q_x} = \frac{2f\xi}{h} dx. \quad (355)$$

Интегрируя это равенство и учитывая, что днище камеры испытывает лишь давление вследствие сопротивления стеблей сжатию, ввиду чего при $x = l - s$, $q_x = q_c$, получаем следующее уравнение для нахождения давления:

$$q_x = q_c e^{\frac{2f\xi}{h} (s-l-x)} \quad (356)$$

Пусть поршень двинулся обратно после того, как достиг некоторого положения E (фиг. 140), характеризующегося ходом s' , относительным сжатием $\varepsilon' = \frac{s'}{l}$ и давлением на днище камеры сжатия q'_c . Тогда с учетом формул (6) и (11) находим зависимость давления на элемент массы стеблей от их свойств, параметров камеры сжатия, хода поршня и положения элемента:

$$q_x = [(q_{вр} + q'_c) e^{\frac{a_p}{l} (s-s')} - q_{вр}] e^{\frac{2f\xi}{h} (s-l+x)} \quad (357)$$

Из этого равенства видно, что с уменьшением расстояния x давление q_x уменьшается. При $x = 0$ это давление q_x окажется наименьшим и будет представлять собой то давление, которое приходится на поршень. Оно будет равно:

$$q_{хп} = [(q_{вр} + q'_c) e^{\frac{a_p}{l} (s-s')} - q_{вр}] e^{\frac{2f\xi}{h} (s-l)} \quad (358)$$

Сила, необходимая для того, чтобы удержать поршень, окажется равной:

$$Q_{п} = h [(q_{вр} + q'_c) e^{\frac{a_p}{l} (s-s')} - q_{вр}] e^{\frac{2f\xi}{h} (s-l)} \quad (359)$$

При повторном сжатии, т. е. при движении поршня снова вправо после достижения им некоторого положения A_0 (фиг. 140, в), уравнение равновесия сил, действующих на элемент массы стеблей будет такое же, как (351), и после интегрирования с учетом того, что днище камеры испытывает давление только вследствие сопротивления стеблей сжатию, получим зависимость (351'). Имея в виду также равенство (13) (для повтор-

ного сжатия), получаем следующую зависимость давления от x :

$$q_x = q_{\text{вп}} \left[e^{\frac{a_{\text{п}} (s-s'_0)}{l}} - 1 \right] e^{\frac{2f\xi}{h} (l-s-x)} \quad (360)$$

Так как повторное сжатие началось после того, как поршень достиг положения A_0 , характеризующегося расстоянием s'_0 от положения A , то $s'_0 = \frac{s'_0}{l}$. С учетом равенства (6) получаем:

$$q_x = q_{\text{вп}} \left[e^{\frac{a_{\text{п}} (s-s'_0)}{l}} - 1 \right] e^{\frac{2f\xi}{h} (l-s-x)} \quad (361)$$

При $x = 0$ давление q_x будет наибольшим и оно воспринимается поршнем. Это давление равно:

$$q_{\text{хп}} = q_{\text{вп}} \left[e^{\frac{a_{\text{п}} (s-s'_0)}{l}} - 1 \right] e^{\frac{2f\xi}{h} (l-s)} \quad (361')$$

Сила, необходимая для привода в движение поршня, окажется равной

$$Q_{\text{п}} = h q_{\text{вп}} \left[e^{\frac{a_{\text{п}} (s-s'_0)}{l}} - 1 \right] e^{\frac{2f\xi}{h} (l-s)} \quad (362)$$

Эти расчеты можно упростить, если исходить из того, что давление стеблей по длине канала (т. е. по длине x) не меняется и равно удельному сопротивлению стеблей сжатию q_c , а силы трения по стенкам канала равны $2f\xi q_c$. Тогда при сжатии стеблей по главной кривой сжатия сила, необходимая для привода в движение поршня, окажется равной:

$$Q_{\text{п}} \approx q_c [h + 2f\xi (l-s)]. \quad (363)$$

При таком расчете, естественно, получится ошибка в сравнении с расчетом по формуле (354). Однако вычислением ошибок, проведенным при $\xi = 0,5$ и $f = 0,2$, установлено, что расчет по формуле (363) при $\frac{l}{h} \leq 2$ и $0,25l \leq s \leq 0,75l$ приводит к ошибке, не превышающей 4%. Этими данными воспользуемся при расчете давления на уплотнитель стеблей вязального аппарата, имеющий криволинейную форму и совершающий вращательное движение.

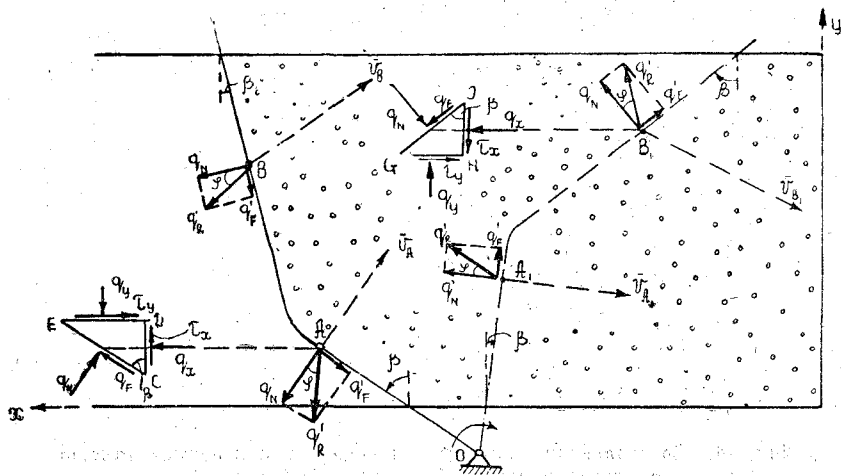
На фиг. 141 представлена схема устройства для сжатия стеблей с уплотнителем, имеющим прямолинейные участки и вращающимся вокруг оси O . По этому принципу в вязальном аппарате стебли сжимаются иглой. Закономерности сжатия стеблей в данном случае должны быть увязаны с направлением скорости движения точек уплотнителя.

При рассмотрении этого вопроса будем исходить из следующих допущений:

а) стебли при сжатии их вращающимся уплотнителем двигаются параллельно стенкам камеры (это допущение тем справедливее, чем меньше коэффициент трения поверхности уплотнителя о стебли);

б) стебли не защемляются при воздействии на них вращающегося уплотнителя (подробнее вопрос о защемлении стеблей рассмотрен ниже).

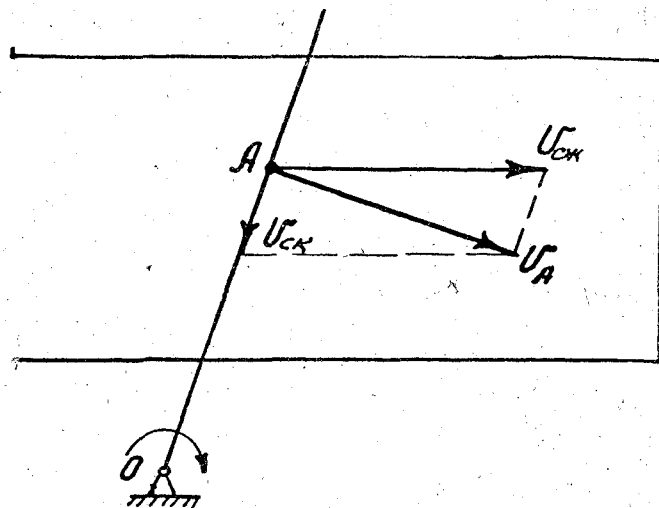
Если при вращении уплотнителя какая-либо его точка A или B (фиг. 141) движется со скоростью v_A или v_B , направление которой не совпадает с направлением сжатия (т. е. с направлением стенок), то точки уплотнителя скользят по стеблям. Точно так же могут скользить по стеблям точки уплотнителя и в том случае, когда скорости их движения совпадают с направлением сжатия, но площадки расположены не перпендикулярно направлению сжатия, а под углом β , значение которого больше, чем по формуле (337). И только в случае, когда площадка уплотнителя расположена перпендикулярно направлению сжатия или под углом, меньшим, чем по (337), и движется со скоростью, совпадающей с направлением движения стеблей, уплотнитель по стеблям не скользит.



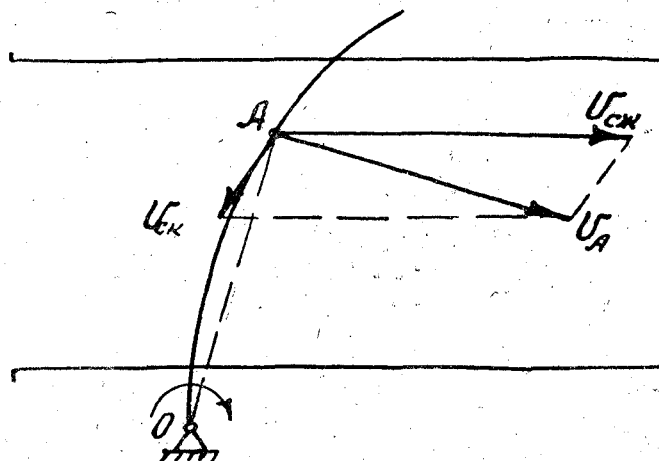
Фиг. 141. Схема действия сил на точки вращающегося уплотнителя стеблей.

Составляющие скорости v_A движения какой-либо точки A прямолинейного или криволинейного уплотнителя представлены на фиг. 142. Из них $v_{сж}$ — скорость сжатия стеблей вдоль стенок камеры, а $v_{ск}$ — скорость скольжения уплотнителя по стеблям; направлена эта скорость скольжения u прямолинейного уплотнителя по его поверхности, а u криволинейного — по касательной к кривой в рассматриваемой точке.

а)



б)



Фиг. 142. Составляющие скорости движения вращающегося уплотнителя прямолинейного (а) и криволинейного (б).

Рассмотрим схему на фиг. 141 и обозначим продольное давление стеблей на уплотнитель, т. е. сопротивление стеблей сжатию, через q_x . Тогда полное давление сжимаемых стеблей на каждую точку уплотнителя будет зависеть от направления скорости движения точки и угла β между перпендикуляром к направлению сжатия и направлением площадки уплотнителя, на которой расположена рассматриваемая точка. Например, точка А, характеризующаяся скоростью движения v_A , испыты-

вает продольное сопротивление q_x , а также сопротивление от трения уплотнителя по стеблям.

Для определения полного давления стеблей на точку A уплотнителя выделим некоторый элемент массы стеблей (на фиг. 141 этот элемент в увеличенном виде представлен слева) и рассмотрим силы, действующие на него. Со стороны уплотнителя на элемент действует нормальное давление q_N и касательное давление q_F по направлению скорости скольжения, причем $q_F = f q_N$. На горизонтальную и вертикальную площадки действуют нормальные давления q_x и q_y и касательные давления τ_x и τ_y , причем $q_y = \xi_1 q_x$ (выше об этом уже говорилось при выводе формулы 341). Из всех этих сил нам неизвестны по величине q_N , τ_x и τ_y . Составив уравнения равновесия сил на оси X и Y и моментов сил относительно точки E треугольной призмы, можно определить следующее значение нормального давления уплотнителя на стебли:

$$q_N = q_x \frac{\cos^2 \beta - \xi_1 \sin^2 \beta}{\cos 2\beta - f \sin 2\beta} \quad (364)$$

Если знать ξ_1 , то при известных β и f всегда можно определить нормальное давление q_N и касательное q_F , равное, как уже указывалось, $f \cdot q_N$, т. е. $q_N \cdot \operatorname{tg} \varphi$.

Коэффициент бокового распора ξ_1 определяется по формуле (340), для чего необходимо знать угол δ наклона рассматриваемой площадки CD к площадке главного напряжения. Этот угол может быть определен по схеме на фиг. 143, а. На этой схеме представлен элемент массы стеблей CDE в увеличенном виде и расположение граней призмы, по которым действуют главные напряжения. Из этой схемы видно, что угол δ равен:

$$\delta = \alpha + \beta - \frac{\pi}{2}, \quad (365)$$

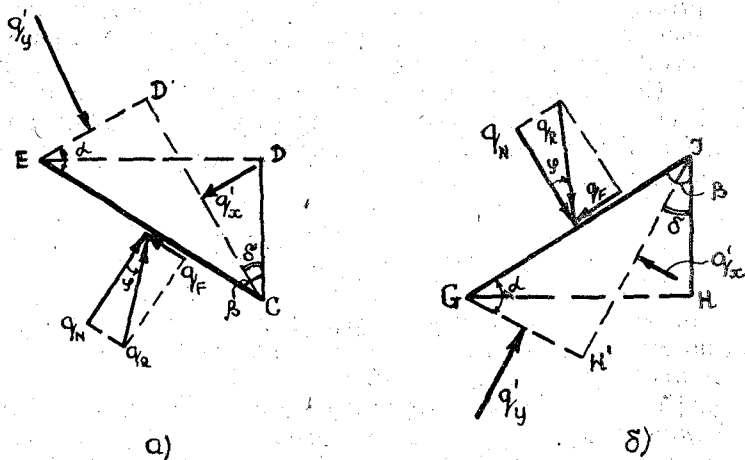
где α — угол, который определяется по формуле (343), так как схема на фиг. 143, а идентична схеме на фиг. 139.

При небольшом значении угла δ можно считать, что $\xi_1 \approx \xi$; при $\delta = 75^\circ - 90^\circ$ можно принять $\xi_1 \approx \frac{1}{\xi}$.

Таким образом, нормальное давление стеблей q'_N на уплотнитель в точке A , равное q_N , определяется по формуле (364), касательное давление равно $q'_F = f q_N$, полное же давление стеблей q'_R будет направлено под углом трения φ против скорости скольжения уплотнителя по стеблям. Аналогичным путем находится давление стеблей на уплотнитель в точке B .

Так определяется нагрузка на те участки уплотнителя, которые отклонены от перпендикуляра к стенкам канала на угол β против направления вращения.

Если же рассматриваемые участки уплотнителя отклонены от перпендикуляра к стенкам канала на угол β по направлению вращения, как, например, точки A_1 и B_1 на фиг. 141, то в этом случае нужно учесть, что сила трения направлена в противоположную сторону. Так, для определения давления стеблей на какую-либо точку, например, B_1 рассмотрим равновесие элемента массы стеблей у этой точки, который на фиг. 141 показан в увеличенном виде левее.



Фиг. 143. Силы, действующие при вращении уплотнителя на элементарные призмы, две грани которых являются площадками главных напряжений.

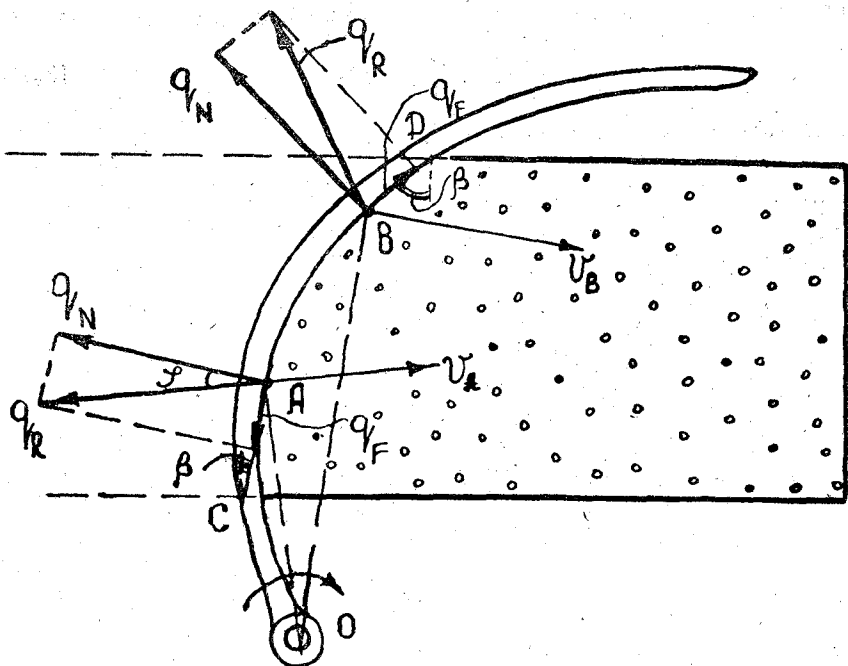
На этот элемент действуют те же силы, что и на ранее рассмотренный элемент массы стеблей. Нетрудно видеть, что составляя уравнения равновесия сил на оси X и Y и моментов сил относительно какой-либо точки, мы получаем то же выражение для определения нормального давления q_N , что и в предыдущем случае, т. е. формулу (364).

Коэффициент ξ_1 , как уже указывалось, определяется по формуле (340), а для нахождения угла δ обращаемся к схеме на фиг. 143, б, на которой представлен элемент массы стеблей GHI в увеличенном виде и расположение граней призмы, по которым действуют главные напряжения. Из анализа схемы, идентичной с ранее рассмотренными, следует, что угол δ можно определить по формуле (365), а угол α по формуле (343).

Таким образом, на точку B_1 уплотнителя со стороны стеблей будет действовать нормальное давление q'_N , равное q_N , и касательное давление $q'_F = f q_N$; полное давление q'_R будет отклонено от нормали на угол трения φ против скорости скольжения

уплотнителя по стеблям. Аналогично определяется давление стеблей на уплотнитель в точке A_1 .

Мы рассмотрели слагаемые давления стеблей на прямолинейные участки уплотнителя. Если же уплотнитель представляет собой криволинейную конструкцию (фиг. 144), то закономерности образования давления остаются те же, но за угол β принимается угол между касательной к кривой уплотнителя (в рассматриваемой точке) и перпендикуляром к стенкам канала. На фиг. 144 в качестве примера показаны давления стеблей на грудь уплотнителя в точках A и B .



Фиг. 144. Схема устройства для сжатия стеблей с вращающимся криволинейным уплотнителем.

Рассмотрим также условия защемления стеблей прямолинейным уплотнителем. На фиг. 145 показан уплотнитель OM в положении, когда он образует угол ψ со стенкой камеры сжатия. В каких-либо точках L и K уплотнитель и стенка камеры давят на стебли с нормальным давлением q_N и q_{NC} , а вследствие передвижения стеблей вправо появляются также касательные давления q_F и q_{FC} , равные: $q_F = f \cdot q_N$, а $q_{FC} = f \cdot q_{NC}$. Для того, чтобы стебли не защемлялись при вращении уплотнителя, нужно, чтобы равнодействующая полных давлений q_R и q_{RC} была направлена вправо или была бы равна нулю. Из схемы нетрудно усмот-

реть, что этому случаю соответствует угол ψ , равный (при условии равенства давлений q_N и q_{NC} и одинаковом коэффициенте трения стеблей об уплотнитель и стенки камеры):

$$\psi \geq 2\varphi, \quad (366)$$

где φ — угол трения.

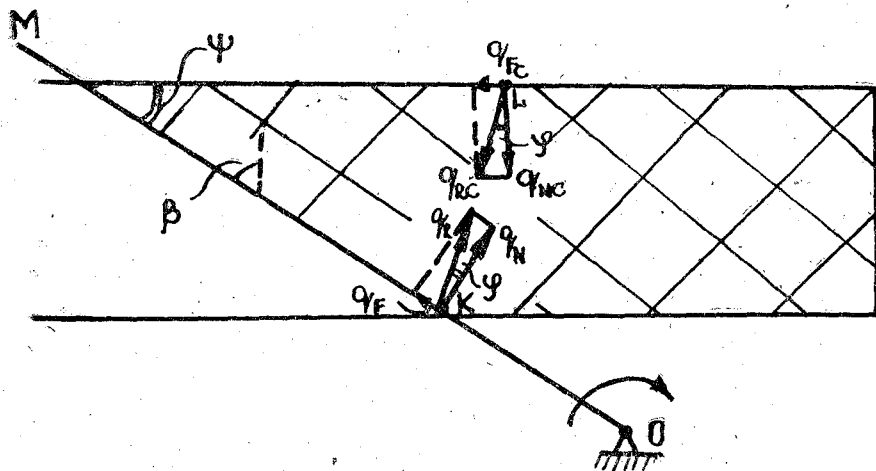
Таким образом, при угле

$$\beta > \frac{\pi}{2} - 2\varphi, \quad (367)$$

появляется опасность защемления стеблей, а при

$$\beta \leq \frac{\pi}{2} - 2\varphi, \quad (367')$$

защемление стеблей исключается.



Фиг. 145. Схема к определению условий защемления стеблей при воздействии на них вращающегося уплотнителя.

Как уже указывалось, на кривой уплотнителя может оказаться такая точка, у которой скорость движения совпадает с направлением сжатия (т. е. с направлением стенок камеры). Эта точка будет скользить по стеблям лишь при условии, если угол β наклона ее касательной больше, чем по формуле (337). Тогда будет иметь место и касательное давление, равное $f q_N$. В противном случае в этой точке касательное давление будет меньше или вообще равно нулю. Здесь применимы соображения, изложенные на стр. 283—285 при рассмотрении давления стеблей на наклонную стенку. Но такая точка будет лишь в единственном слу-

чае, в остальном же скорости движения точек не совпадают с направлением сжатия — поэтому, чтобы не усложнять расчет, вполне можно в этой точке принять распределение давлений такое же, как в соседних точках.

Если известна закономерность изменения продольного давления q_x по длине рабочей части уплотнителя $CABD$ (фиг. 144), то равнодействующая Q всех давлений q_R окажется равной:

$$Q = \int_{CD} q_R ds, \quad (368)$$

где ds — элемент длины дуги уплотнителя.

Равнодействующая сила Q проходит на расстоянии ρ от точки O , равном:

$$\rho = \frac{\int_{CD} q_R \rho q ds}{Q}, \quad (369)$$

где ρ_q — расстояние от точки O до линии действия полного давления q_R на каждую точку.

Для решения этих интегралов помимо q_x необходимо знать уравнение кривой уплотнителя.

В общем случае кривая уплотнителя может состоять из ряда сопряженных линий и одним уравнением ее описать невозможно. Поэтому задача определения величины и линии действия равнодействующей силы лучше всего решается графически путем сложения полных давлений, приложенных в середине каждой единицы длины дуги уплотнителя.

Изложенные соображения используем для определения давления сжимаемых стеблей на грудь иглы, являющуюся уплотнителем (фиг. 146, а). Так как сжатие стеблей совершается при небольшой длине направляющих стола CD и FE , точнее при длине канала камеры сжатия, не превышающей $2h$ (где h — высота камеры), то на основании приведенных выше данных можно считать, что $q_x \approx q_c$. Тогда нормальное давление q_N можно определить по формуле:

$$q_N \approx q_c \frac{\cos^2 \beta - \xi \sin^2 \beta}{\cos 2\beta - f \sin 2\beta}. \quad (370)$$

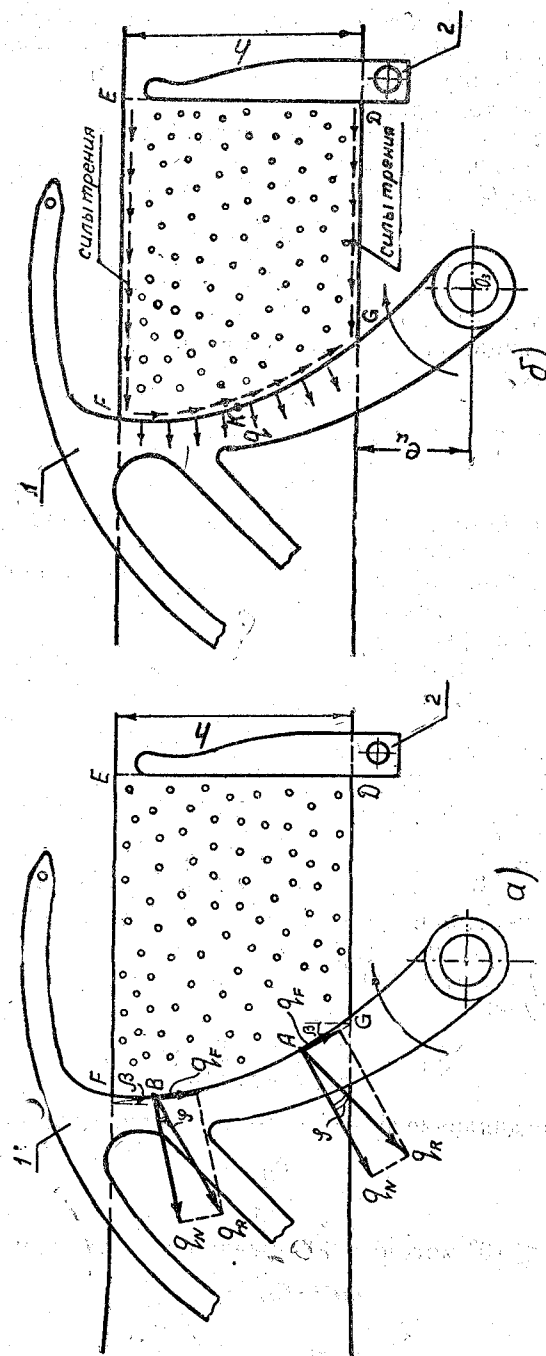
Касательное давление равно $f \cdot q_N$, а полное давление

$$q_R = \frac{q_N}{\cos \varphi}. \quad (371)$$

При угле $\beta \leq 10^\circ$ можно приближенно считать, что:

$$q_N \approx q_c, \quad (372)$$

$$q_F \approx f q_c. \quad (372')$$



Фиг. 146. Составляющие давления стеблей (а) и силы, возникающие при уплотнении снопа иглой вазального аппарата (б):
1 — игла, 2 — педаль включения,

С учетом изложенного на фиг. 146, б построены нормальные и касательные давления стеблей на иглу, а также силы трения, которые игла преодолевает при своем движении. Равнодействующая сил нормальных давлений Q проходит с известным приближением через середину K участка GF груди иглы, давящего на стебли, и равна:

$$Q \approx q_N l_{GF}, \quad (373)$$

где l_{GF} — длина участка GF (она меняется при повороте иглы).

Направлена эта сила с некоторым приближением по нормали к сжимающей поверхности иглы в точке K . Так как кривая груди иглы такова, что касательные к ее точкам проходят близко к центру вращения вала иглы O_3 , то можно считать, что расстояние от центра O_3 вращения до линии действия равнодействующей сил нормальных давлений Q , которое мы обозначим q_{GF} , приближенно равно расстоянию $O_3 K$. По этой же причине можно считать, что момент касательных сил (т. е. сил трения) относительно центра вращения O_3 близок к нулю.

Крутящий момент на валу O_3 , необходимый для уплотнения снопа иглой, выразится следующим образом:

$$M'_{\text{сопр}} \approx q_c l_{GF} p_{GF} + M_{\text{ти}} + M_{\text{тс}}, \quad (374)$$

где $M_{\text{ти}}$ — момент сопротивления от сил трения стеблей о переднюю часть иглы;

$M_{\text{тс}}$ — момент сопротивления от сил трения стеблей о направляющие стола вязального аппарата.

Выше указывалось, что линии действия сил трения стеблей о переднюю часть иглы проходят вблизи центра O_3 вала, ввиду чего $M_{\text{ти}} \rightarrow 0$.

При условии, что стебли во время сжатия прижимаются к верхней и нижней направляющим стола вязального аппарата, момент $M_{\text{тс}}$ равен:

$$M_{\text{тс}} \approx f \xi q_c [l_{GD} e_{\text{и}} + l_{FE} (e_{\text{и}} + h)], \quad (375)$$

где l_{GD} и l_{FE} — длины участков GD и FE стола;

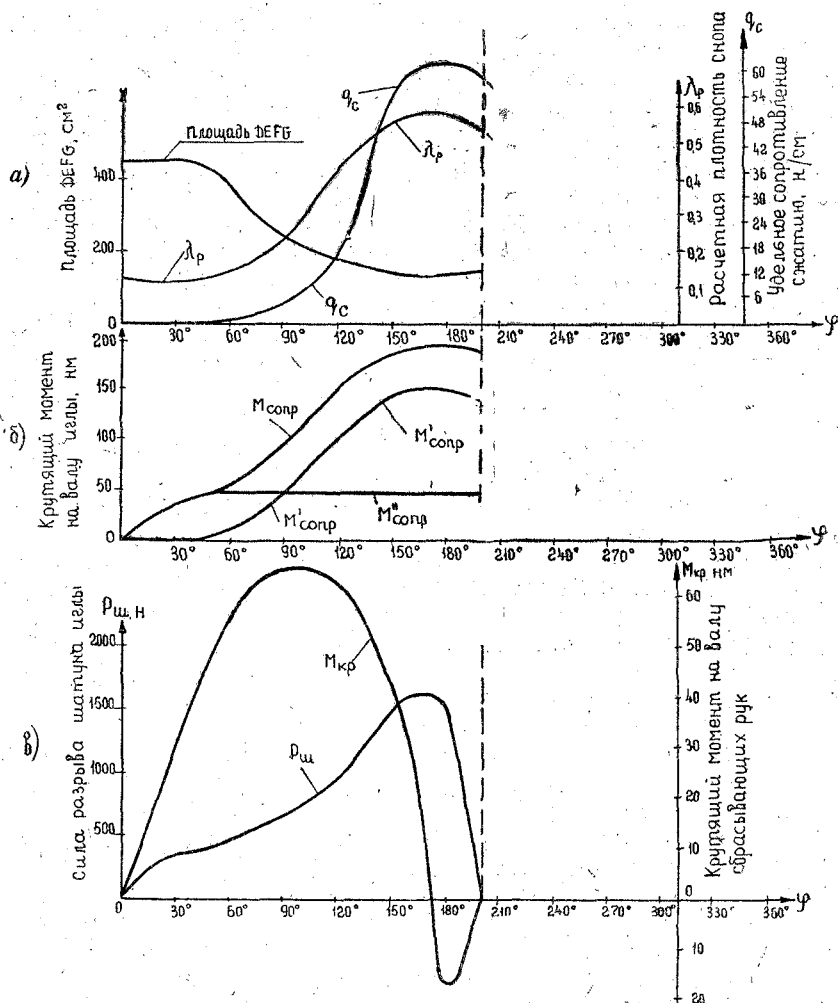
$e_{\text{и}}$ — расстояние от вала иглы до стола аппарата;

h — высота DE канала вязального аппарата.

Если же при сжатии стебли не прижимаются или слабо прижимаются к верхней направляющей стола, то значения момента $M_{\text{тс}}$ будут меньше, чем по формуле (375).

Удельное сопротивление сжатию q_c зависит от плотности стеблей, а плотность — от площади $DEGF$ пространства, заключенного между столом аппарата, педалью включения, грудной доской и грудью иглы (фиг. 146). Эта площадь меняется при вращении вала сбрасывающих рук. Также меняется при этом и величина l_{GF} .

На фиг. 147, а представлены закономерности изменения площади $DEFG$, полученные расчетным путем для вязального аппарата типа ЛТВ-4. По этим данным, формуле (29) и другим данным, приведенным в § 4 I раздела, построены закономерности изменения расчетной плотности λ_p и удельного сопротивления сжатия q_c в зависимости от угла φ поворота вала сбрасывающих рук для вязального аппарата при числе стеблей



Фиг. 147. Закономерности изменения площади поперечного сечения и плотности сжимаемого снопа, удельного сопротивления снопа сжатию, крутящих моментов на валах иглы и сбрасывающих рук и разрывного усилия шатуна при повороте вала сбрасывающих рук.

в снопе 3400 шт., диаметре стебля 1,64 мм и плотности сжатого снопа $\lambda_{сж} = 0,6$. Графики построены для углов φ от 0 до 200°, так как после поворота вала сбрасывающих рук на 170—175° игла начинает отходить назад, а еще через 25—30° поворота этого вала игла вообще уже не касается снопа. По этим данным и формулам (374) и (375) определены значения момента сопротивления снопа уплотнению $M'_{сопр}$, представленные в виде графика на фиг. 147, б.

Работу по отделению сформированного снопа от поступающей ленты льна игла начинает после поворота вала сбрасывающих рук на 40—45°. До этого игла испытывает некоторое сопротивление в связи с ее проникновением в толщу стеблей.

Если известна сила P сопротивления головчатой части ленты льна отрыву, то крутящий момент $M''_{сопр}$ на валу иглы, необходимый для преодоления сопротивления снопа отрыву от ленты льна, окажется равным:

$$M''_{сопр} \approx P \left(e_n + \frac{h}{2} \right). \quad (376)$$

С учетом результатов опытного определения силы P (§ 6 раздела I) на фиг. 147, б построена графическая зависимость момента $M''_{сопр}$ от угла поворота вала сбрасывающих рук.

Сложением кривых $M'_{сопр}$ и $M''_{сопр}$ получен график суммарного момента сопротивления $M_{сопр}$, преодолеваемого валом иглы при уплотнении снопа и разделении льна (рис. 147, б). По этим данным можно затем, воспользовавшись методом планов сил или теоремой Н. Е. Жуковского о жестком рычаге, определить крутящий момент на валу сбрасывающих рук (узловязателя), необходимый для преодоления момента сопротивления $M_{сопр}$ на валу иглы, а также разрывное усилие шатуна. Определенные таким образом данные представлены графически на рис. 147, в, причем, так как после поворота вала сбрасывающих рук на 170—175° игла совершает обратный ход и сопротивление связанного снопа уменьшается, а при дальнейшем вращении вала вообще равно нулю, графики крутящих моментов и разрывного усилия шатуна построены лишь для угла поворота шатуна от 0° до 200°.

Изложенный метод может быть использован для определения общей нагрузки на вал сбрасывающих рук с учетом сил инерции и привода узловязателя и разделителя.

Раздел IV. ВЛИЯНИЕ МАШИННОЙ УБОРКИ ЛЬНА-ДОЛГУНЦА НА КАЧЕСТВО ПОЛУЧАЕМОЙ ПРОДУКЦИИ

§ 1. К обоснованию механизированной вязки свежевытеребленного льна шпагатом

При ручной вязке снопов льна для перевясла берется некоторая небольшая часть стеблей, которая скручивается, что, очевидно, влияет на выход волокна из них. Головки на стеблях, образующих перевясло, как правило, не попадают в зону обмола, и семена из них идут в потери. При механизированной же вязке льна сноповязальным шпагатом стебли на перевясло не требуются, но необходимо приобрести шпагат. В связи с изложенным представляет интерес сравнить потери льнопродукции на образование перевясел и затраты на приобретение шпагата.

С этой целью совместно с Ю. Г. Морозовым был проведен следующий опыт: определено процентное содержание соломки и семян в перевяслах снопов льна ручной вязки, а также выход волокна из скрученных стеблей (от перевясел) и из нормальных стеблей льна. Кроме этого, определен выход волокна из тресты, не подверженной деформациям, и из тресты, скрученной для образования перевясел.

Таблица 24

Содержание семян и соломки в перевяслах снопов льна ручной вязки

Диаметр снопа (средний) см	Масса сухого снопа (сред- няя) г	Масса пере- вясла (сред- няя), г	Масса пере- вясла в % к общей массе снопа	Масса со- ломки пере- вясла в % к общей массе со- ломки в снопе	Среднее квадра- тическое откло- нение от процентного содержания со- ломки в перевясле к общей массе соломки снопа, % %	Масса се- мян в пе- ревясле в % к общей мас- се семян (в снопе)	Среднее квадра- тическое откло- нение от процентного содержания семян в перевясле к об- щей массе семян в снопе, %
12,4	744	11	1,25	1,12	$\pm 0,40$	0,80	$\pm 0,45$
15,1	1284	9	0,86	1,00	$\pm 0,37$	0,15	$\pm 0,18$

Примечание. Опыты проведены на льне сорта И-7, длина снопа была 89—97 см, процентное содержание в необмолоченном льне семян — 14,1%, соломки — 75,2%.

В таблице 24 представлены данные о наличии семян и соломки в перевяслах. Данные показывают, что масса перевясла в % к общей массе снопа составляет около 1%, а соломка из

перевясла составляет 1,0—1,1% от общей массы соломки. Содержание семян в перевяслах получилось при измерениях сравнительно меньше из-за того, что при погрузке и перевозке снопов с поля в шохи имел место отрыв и падение головок. В действительности содержание семян также равно около 1%. Данные о выходе и качестве волокна из перевясел и нормальной соломки представлены в табл. 25. Данные получены тепловой мочкой соломки и обработкой тресты в химико-технологической лаборатории ВНИИЛ. Из этих данных видно, что выход длинного волокна из перевясел меньше на 30%, чем из нормальной соломки, а качество волокна снижается на два номера, количество процентно-номеров волокна снизилось на 40%.

Таблица 25

Выход и качество волокна из перевясел и нормальной соломки

Состояние исходного, материала	Выход волокна, %		Номер волокна		Всего процентно-номеров волокна
	длинного	короткого	длинного	короткого	
Соломка нормальная	14,8	4,1	14	3	219,5
Соломка из перевясел	10,5	10,0	12	4	166,0

Проведенными расчетами установлено, что стоимость шпагата в значительной степени или полностью компенсируется устранением потерь льнопродукции на образование перевясел.

Как уже указывалось, определено также содержание тресты в перевяслах снопов тресты ручной вязки. При среднем диаметре снопа 21,9 см и средней его массе 2,03 кг масса перевясла (средняя) составила 16,7 г, т. е. 0,82% к общей массе снопа. Из этих данных следует, что перевясла содержат в среднем около 0,8% волокна. Выход волокна из нормальной тресты и перевясел представлен в табл. 26. Из табл. 26 видно, что выход длинного волокна из перевясел тресты на 31% меньше, чем из нормальных стеблей тресты. В то же время качество длинного волокна осталось по существу на одном уровне. Проведенные на основе этих данных расчеты показывают, что стоимость сноповязального шпагата для связывания тресты в значительной степени компенсируется тем, что стебли не скручиваются для образования перевясел.

Таким образом, механизированная вязка льна в снопы шпагатом выгодна не только из-за снижения затрат труда благодаря механизации, но и из-за того, что не нужно тратить лен (т. е. не нужно скручивать и изламывать стебли льна) на образование перевясел.

Выход и качество волокна из нормальной тресты и перевясла

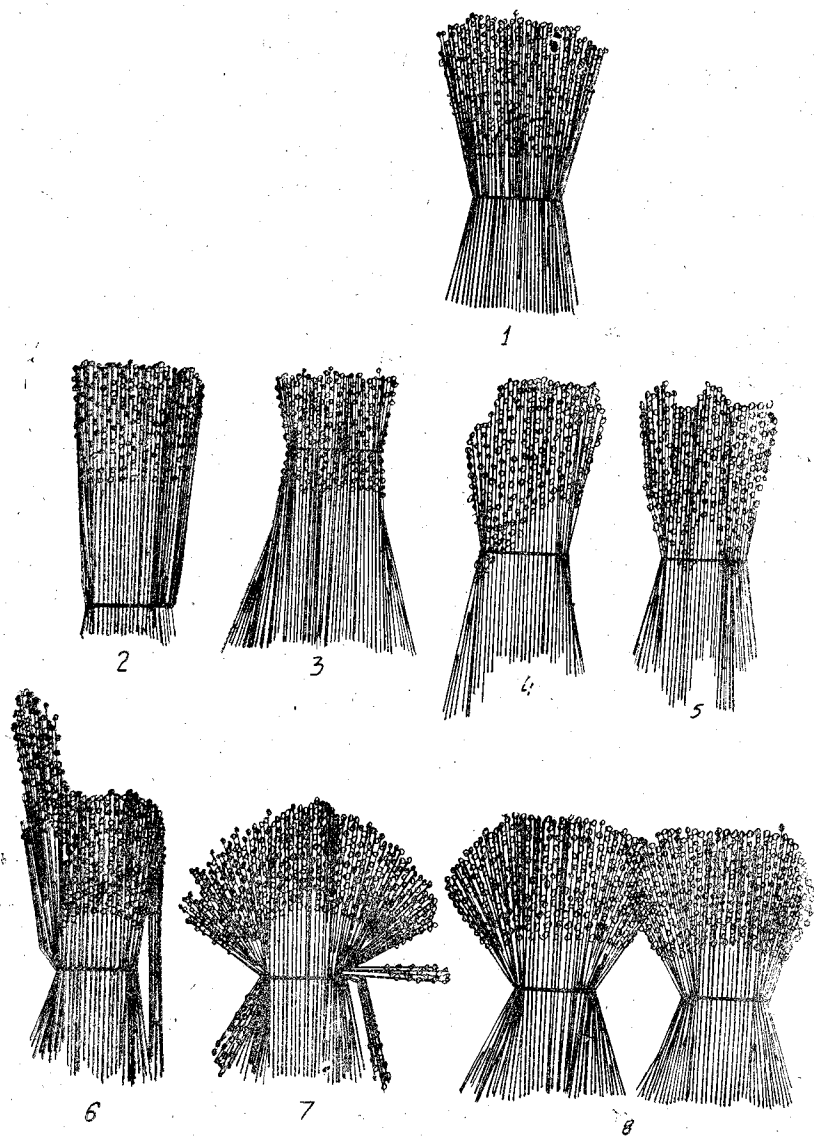
Состояние исходного материала	Выход волокна, %		Номер волокна		Всего процентно-номеров волокна
	длинного	короткого	длинного	короткого	
Треста нормальная	15,4	6,5	11,3	3	194,3
Перевясла	10,6	12,4	11	3,7	162,9

§ 2. Размеры снопов машинной вязки, их форма и тугость вязки

В зависимости от конструкции вязального аппарата при работе льноуборочных машин получающиеся снопы могут иметь либо круглую, либо овальную форму в месте перевясла; так, вязальные аппараты ЛТВ-4 вяжут снопы овальной формы. Для характеристики сечения овального снопа в месте перевясла введено понятие условного диаметра, представляющего собой отношение длины перевясла к числу π . Кроме этого, для характеристики сечения снопа приводятся толщина и ширина (в месте перевясла). У современных льноуборочных машин эти показатели следующие: ширина снопа 20—25 см, толщина — 10—15 см, условный диаметр — 16—22 см.

Форма снопов машинной вязки в значительной степени зависит от состояния стеблестоя льна на корню, конструктивных особенностей вязального аппарата и регулировок его механизмов.

Виды различных снопов машинной вязки (лен необмолоченный) представлены на фиг. 148. Из них удовлетворительным по форме, растянутости и расположению перевясла является сноп 1, у которого перевясло находится ниже зоны льноголовок на расстоянии $\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{3}$ длины снопа. Снопы с низко расположенным переваслом 2 появляются при большом опускании теребильного аппарата или при низком расположении вязального аппарата. Снопы с высоко расположенным переваслом 3 получаются при уборке низкорослого льна, при высоком расположении теребильного аппарата или вязального аппарата, а также если комлевая доска вязального аппарата неправильно установлена. Слишком растянутые снопы 4 и 5 могут получаться при уборке полеглого льна, при работе на неровном поле и при тереблении на поворотах. Растянутые с припакованными к головчатой части группами стеблей снопы 6 появляются при уборке сильно сцепленного льна и плохой работе разделителя. По этой же причине получаются снопы веерообразной формы 7 с перегнутыми вниз стеб-



Фиг. 148. Вид нормального (№ 1) и дефектных (№ 2—8) снопов льна машинной вязки.

лями, если, к тому же, стебли зеленые и не сопротивляются изгибу. Выбрасывание из вязального аппарата снопов, сцепленных между собой (8), имеет место при плохой работе разделителя.

При вязке очесанного (обмолоченного) льна дефекты снопов 6, 7 и 8 не имеют места; дефекты же снопов 2, 3, 4 и 5 могут иметь место. Для устранения этих дефектов нужно улучшить конструкцию механизмов машин и правильно их регулировать во время работы.

При сушке снопов в поле отдельные их параметры и в первую очередь тугость вязки меняются. Это видно из данных табл. 27, в которой приводятся результаты замеров снопов льна машинной вязки в опытном хозяйстве ВНИИЛ. Данные эти показывают, что тугость вязки снопов после сушки уменьшается на 7—9% по сравнению с тугостью вязки свежавытеребленных стеблей. Это объясняется усушкой сорняков и листочков на стеблях льна, а также некоторой усушкой стеблей льна, у которых при тереблении в ранней желтой или желтой спелости после сушки возможно уменьшение поперечного сечения.

Таблица 27

Некоторые показатели снопов льна от льнотеребилки ЛТВ-4 до и после сушки (дата теребления — 7 августа)

Размеры снопов, см			Масса снопов, кг		Длина перевяса (средняя), см	Среднее квадратическое отклонение от длины перевяса, см	Тугость вязки снопов (средняя), %		Среднее квадратическое отклонение от средней тугости вязки снопов в %	
Условный диаметр	Толщина	Ширина	В свежавытеребленном состоянии	После сушки			В свежавытеребленном состоянии	После сушки в течение 8 дней	В свежавытеребленном состоянии	После сушки
20,8	11,2	25,2	6,0	2,6	65,1	$\pm 2,0$	85,4	78,5	$\pm 4,0$	$\pm 2,5$
19,2	9,4	22,5	5,1	2,1	60,2	$\pm 1,1$	84,1	75,2	$\pm 2,4$	$\pm 1,7$

Примечание. Засоренность льна была 2,6—3,3%, длина снопа — 96,5—102,0 см.

§ 3. Образование растянутости снопов льна машинной вязки

В § 2, 3, 4 и 5 раздела II данной работы уже рассмотрено влияние делителей и теребильных аппаратов на растянутость вытеребливаемого льна. Там же, в табл. 9 и 11, представлены данные по растянутости льна после каждого рабочего органа машины. Данные, полученные при сравнении льнотеребилки ЛТВ-7, имеющей вертикальные транспортер и вязальный аппарат, с льнотеребилкой типа ЛТВ-4, у которой транспортер и вязальный аппарат расположены наклонно, представлены в табл. 28 (опыт проведен совместно с В. А. Толковским и И. Н. Болотовым).

Растянутасть льна в рабочих органах льнотеребиллок

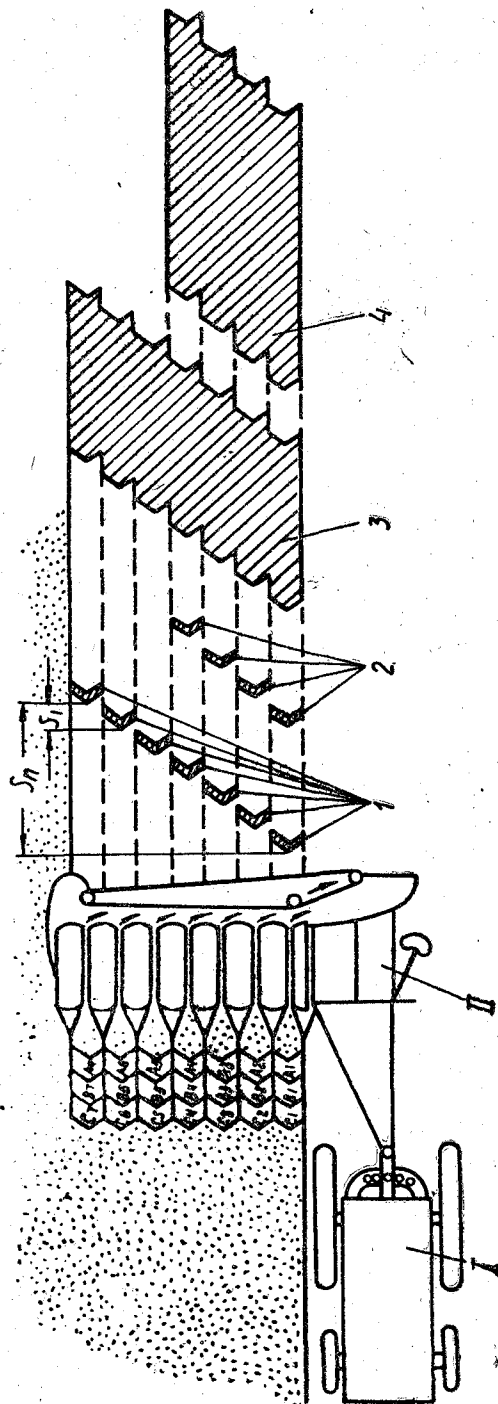
Тип машины	Растянутасть льна после те- ребильного ручья (см)	Растянутасть льна у выхода из поперечного транспортера (см)	Растяну- тость сно- па, (см)	Примечание
Льнотеребилка типа ЛТВ-4	23,6	34,8	37,8	Опыты прове- дены при скорости движения агрегата 2,25 м/с
Льнотеребилка типа ЛТ-7 с вязальным ап- паратом (ЛТВ-7)	24,0	31,4	35,4	

Все полученные данные показывают, что растянутасть льна у выхода из поперечного транспортера и в снопах больше, чем после теребильных ручьев; это объясняется тем, что снопы и лента льна, образующаяся в поперечном транспортере, состоят из стеблей, вытеребленных в разное время, в разных местах поля (поверхность которого не является ровной плоскостью) и при различной высоте теребления, меняющейся из-за изменения положения теребильного аппарата относительно земли при копировании колесами агрегата неровностей почвы. Так, при одновременном тереблении льна семисекционной теребилкой из площадок $A_1, A_2, A_3, A_4, \dots, B_1, B_2, B_3, B_4, \dots, C_1, C_2, C_3, C_4, \dots$ и т. д. (фиг. 149) стебли, вытеребленные крайней (седьмой) секцией, должны пройти расстояние, равное захвату ручья, прежде чем соединятся со стеблями следующей (шестой) секции. Точно так же стебли шестого ручья должны пройти некоторое расстояние до присоединения со стеблями пятой, четвертой и других секций. Ввиду этого лен из некоторой площадки A_7 , вытеребленной седьмой секцией, соединится у шестого ручья не со стеблями площадки A_6 , а со льном, вытеребленным из площадки B_6 . Наложённые друг на друга группы стеблей с площадок A_7 и B_6 при их движении в транспортере против пятого ручья накладываются на группу стеблей с площадки C_5 . В итоге при выходе из транспортера оказываются наложенными друг на друга группы стеблей с площадок $A_7, B_6, C_5, \dots, A_6, B_5, C_4, \dots$ и т. д.

На основе изложенного можно вывести следующие зависимости:

а) путь s_1 , который должна пройти машина для того, чтобы лен от одной секции соединился со льном из следующей секции, равен:

$$s_1 = B \frac{v_m}{v_{тр}}$$



Фиг. 149. Расположение стеблей льна, из которых формируются лента и снопы, при работе четырех- и семисекционных льнотеребил: 1 — трактор; II — льнотеребилка; 1 — расположение льна, образующего элементарный отрезок ленты при работе льнотеребилки типа ЛТ-7; 2 — то же типа ЛТВ-4; 3 — расположение льна, идущего на формирование снопа при работе льнотеребилки типа ЛТ-7 с вязальным аппаратом; 4 — то же типа ЛТВ-4.

б) путь s_n прохода машины, при котором лен из крайней секции соединяется со льном, вытеребленным первой секцией, составляет:

$$s_n = B(n-1) \frac{v_m}{v_{тр}}$$

где $v_{тр}$ — скорость поперечного транспортера. Значения B , n и v_m приводятся на стр. 81.

На фиг. 149 на основе этих зависимостей построены площадки, стебли с которых образуют каждый элементарный отрезок ленты льна при работе льнотеребилки типа ЛТ-7 и ЛТВ-4, а также приведены площадки, лен с которых идет на формирование снопов в льнотеребилках типа ЛТВ-4 и ЛТ-7. Лента льна и снопы образуются из площадок вытянутой формы (на фиг. 149 эти площадки построены на основании того, что в момент захвата стеблей теребильными ремнями крайние стебли каждой теребильной секции наклонены вперед больше, чем центральные стебли). Из анализа представленных данных с учетом влияния неровностей микрорельефа поля, растянутости стеблей на корню и других факторов следует, что растянутость льна в ленте и в снопах будет больше, чем в теребильных ручьях. Это значит, что для получения выравненного снопа при работе не нужно стремиться к частому изменению высоты теребления, а, наоборот, желательно сохранить эту высоту постоянной.

Из таблицы 28 видно, что растянутость льна у выхода из поперечного транспортера типа ЛТ-7 меньше, чем из транспортера типа ЛТВ-4. Это объясняется тем, что в теребилке ЛТ-7 лен транспортируется в вертикальном положении, а транспортер снизу снабжен столом, которым комли стеблей несколько подравниваются. В транспортере ЛТВ-4 стебли снизу ничем не подерживаются.

Выше указывалось, что растянутость вытеребливаемого льна увеличивается с возрастанием рабочей скорости движения агрегата. Но в то время, как растянутость стеблей в ручьях значительно возрастает, растяжка снопов при увеличении скорости движения агрегата до 15—16 км/ч возрастает в меньшей степени (см. табл. 9 и 11), и при ее определении во время опытов по методике МИС увеличение составило 10—15%.

Ввиду отмеченного, льнотеребильными машинами типа ЛТВ-4 вполне можно убирать лен с вязкой его в снопы на повышенных скоростях движения.

Растянутость льна может также увеличиваться при неправильной работе разделителя. Если разделение льна оказалось недостаточным, то вылетающий из аппарата сноп тянет за собой прядь (группу стеблей) из ленты, поступающей на вязку; это может резко увеличить растянутость вновь формируемого снопа. Для устранения этого явления наряду с отводом ленты льна разделителем необходимо иметь прижимной механизм, который

прижал бы отведенную ленту льна на период выбрасывания снопа.

На основе изложенного можно заключить, что растянутость снопов и ленты определяется следующими факторами: а) агротехническими (невыровненность стеблестоя на корню и поверхности почвы, наклон стеблей на корню и другие); б) конструктивными (параметры делителей и теребильного ручья, наличие приспособлений для копирования неровностей почвы, условия транспортирования и разделения ленты льна в машине и другие); в) эксплуатационными (скорость движения агрегата, высота теребления).

§ 4. Повреждения стеблей льна в теребильных машинах и их влияние на выход волокна

Во II разделе настоящей работы при рассмотрении процесса теребления стеблей ремнями указывалось, что на повреждения стеблей влияют следующие факторы: а) давление, которое создается между ремнями, б) скольжение ремней друг по другу в процессе теребления и транспортирования льна. Кроме этого, на повреждение стеблей могут влиять твердость поверхности теребильных ремней, толщина зажатой ленты льна (точнее, количество стеблей на 1 пог. см длины ручья) и продолжительность ее сжатия в ручье.

Продолжительность нахождения льна в сжатом состоянии составляет в ручьях ЛТ-7 $\sim 0,15$ с, ЛТВ-4 и ЛК-4Т $\sim 0,10$ с, ТЛН-1,5 — от $\sim 0,14$ с (для четвертой секции) до $\sim 0,56$ с (для первой секции). Для определения влияния продолжительности сжатия льна в ручье на крепость тресты был проведен следующий опыт.

Лен был вытереблен льнотеребилкой ЛТ-7 при захвате 1—1,5 секций. Часть полученной ленты льна была пропущена еще два раза через теребильный ручей (ЛТ-7). При повторных пропусках стебли захватывались теребильными ремнями в одном и том же месте (на одном и том же расстоянии от комлевой части). Влажность стеблей была 55,7%. Количество стеблей в одном погонном метре ленты было 135—210 шт. Число повторностей в опыте — 3. Для сравнения были подготовлены также снопы ручного теребления. Связанные снопики льна после просушки в поле были обмолочены на молотилке «Эдди» и разостланы на лугу; после получения тресты определяли ее крепость в сплюсненном месте.

Из полученных при этом данных (табл. 29) видно, что увеличение продолжительности пребывания стеблей льна в зажатом состоянии в теребильном аппарате отрицательно влияет на крепость тресты после вылежки на стлище.

Исследование повреждений стеблей льна проводилось нами в течение ряда лет, начиная с 1959 г., в теребильных аппаратах

**Зависимость крепости тресты от количества сдавливающих стеблей
и продолжительности их пребывания в зажатом состоянии
в теребильном аппарате типа ЛТ-7**

Количество сдавливающих стеблей в теребильном ручье ЛТ-7	Продолжительность сдавливания стеблей, с	Крепость тресты	
		в Н	в кгс
0 (ручное теребление)	0	94	9,6
1	0,17	85	8,7
3	0,51	67	6,8

ЛТ-7, ЛТВ-4, ТЛН-1,5 и других. В проведении опытов 1961 года принимали участие П. К. Кондрашук и Ю. Г. Морозов.

При анализе повреждений расплющивание стеблей определялось по видам: сильное, среднее и слабое (табл. 30, 31 и 32). Сильным считалось плющение на участках длиной 70 и более мм с образованием трещины, а также расплющивание со сдиранием коры; средним — плющение на участках длиной до 70 мм с образованием трещины; слабым — расплющивание без трещин. Преобладание того или иного вида расплющивания стеблей позволяет судить о величине давления между ремнями в ручье. Натяжение ремней определялось в процентах и представляет собой степень их удлинения в сравнении с длиной в ненагруженном состоянии.

В табл. 30, 31 и 32 представлены результаты анализа стеблей льна ручного и машинного теребления. Из полученных данных следует, что даже при ручном тереблении имеют место повреждения стеблей, составляющие 8—14%. Причем встречаются и очень серьезные повреждения (обрыв, размочаливание, открытый излом).

При машинном тереблении, в отличие от ручного, получается большое количество расплющенных стеблей. Отдельные стебли оказываются поврежденными в двух—трех и даже четырех местах. Это объясняется одновременным воздействием ремней и игл транспортера машины на стебель или же наклонным положением его относительно других в ручье. Количество повреждений в виде обрыва, размочаливания, открытого излома и надлома древесины при машинном тереблении существенно не отличается от количества их при ручном тереблении. Количество и характер повреждений зависят не только от конструкции теребильного аппарата, но и от режима его работы, т. е. от скорости движения агрегата, натяжения ремней и давления в ручье.

Сильное расплющивание стеблей льна при машинном тереблении несколько уменьшается с увеличением скорости движения агрегата (см. также фиг. 150), в то время как число неповрежденных стеблей увеличивается; это может быть, в частности, объяснено утолщением ленты льна в ручьях, в результате чего

Повреждения стеблей льна в теребильных аппаратах ЛТ-7,

Характеристика стеблестоя льна			Срок теребления	Способ теребления и марка теребильки	Условия проведения опы		
густота стеблестоя (шт/м ²)	Влажность стеблей (%)	средний диаметр стеблей (мм)			ширина захвата машины	скорость движения агрегата (км/ч)	степень натяжения ремней (удлинение), %
1225	58,5	1,4	30 июля	Ручное теребление			
				ЛТ-7	7 секций	5	0,5
				"	"	5	1,0
				ЛТВ-4	4 секции	5 13 13	0,5 0,5 1,0
1225	68,2	1,4	23 августа	Ручное теребление			
				ЛТВ-4	4 секции	5	0,5
				ТЛН-1,5	"	5	0,5
				"	"	8,2	0,5
1500	62,8	1,1	25 августа	Ручное теребление			
				ТЛН-1,5	4 секции	5	0,5

стебли, оказывающиеся внутри ленты, вследствие своей упругости меньше проминаются. Увеличение натяжения теребильных ремней и давления между ними приводит к некоторому росту количества сильно расплюснутых стеблей; несколько увеличивается и число других повреждений.

Для проверки влияния толщины ленты льна на характер расплющивания стеблей были проведены два опыта. В одном опыте через теребильный ручей ЛК-4 пропускались ленты льна ручного теребления толщиной 1 стебель, 4 стебля и 8 стеблей.

В другом опыте ленты льна ручного теребления толщиной в

ЛТВ-4 и ТЛН-1,5 и при ручном тереблении (данные 1960 г.)

тов	Количество повреждений на 100 стеблей по видам								Неповрежденные стебли (количество на 100 штук)
состояние пружин те-ребильных роликов	Расплющивание			обрыв	размо-чалива-ние	откры-тый излом	скручи-вание	надлом древе-сины	
	сильное	среднее	слабое						
	.0	0	2,0	1,5	0	2,5	0	8,0	86,0
пружины не под-жаты	29,2	43,5	19,5	0,5	0	0,2	0	4,2	7,2
пружины полно-стью поджаты	49,3	30,8	21,8	0	0	4,2	0	5,2	0,5
—	78,3	10,5	14,0	0	0,5	2,8	0,5	7,0	0,8
—	51,0	27,0	24,5	0,2	0,5	2,2	1,2	6,5	4,8
—	63,5	15,8	17,5	1,0	0,5	3,8	0,5	3,5	7,2
	0	0,8	0	1,5	0,8	1,8	0	3,2	94,0
—	83,0	10,5	4,2	0	1,2	1,5	0,8	4,0	4,0
—	68,0	11,2	12,8	0,5	1,2	1,5	0	5,2	8,5
—	53,8	13,2	26,5	0,8	1,5	1,8	0	4,8	8,8
—	85,0	7,3	7,7	0,3	0	0,7	0	2,3	4,7
	0	0	0	0,2	0	0,8	0	1,8	97,0
—	20,2	32,5	39,2	0,2	1,0	1,0	0	2,2	17,8

1 стебель, 3 стебля и 6 стеблей пропускались через теребильные ручки ТЛН-1,5. После опытов стебли каждого ряда анализировались в лаборатории по видам расплющивания. Полученные при проведении этих опытов данные, представленные в табл. 33 и 34, подтверждают, что с увеличением толщины зажимаемого слоя льна стебли, особенно внутренние, меньше проминаются.

Проведенные опыты показывают, что одни и те же машины наносят меньшие повреждения тонкостебельному льну, чем толстостебельному (табл. 35).

Повреждения стеблей льна в теребильных машинах ЛТ-7, ЛТВ-4 и ТЛН-1,5 (данные 1961 г., теребление льна произведено 10 августа)

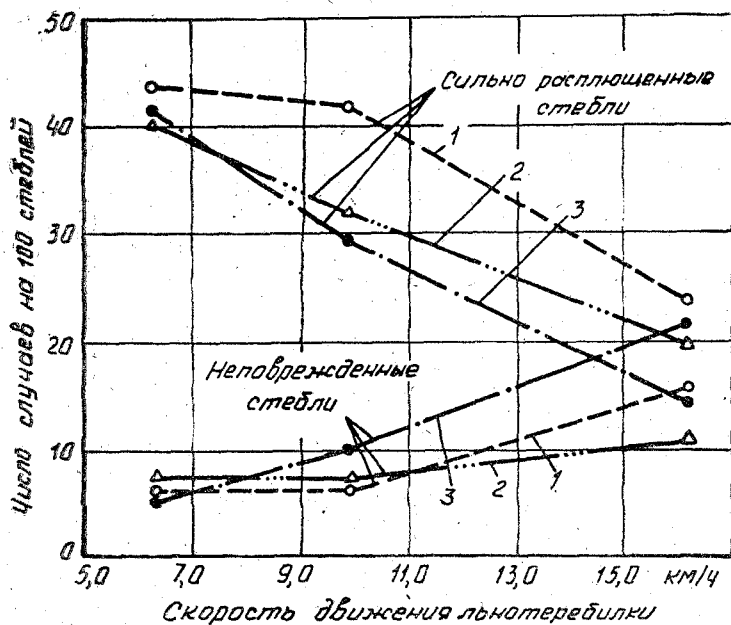
Варианты опытов	Условия проведения опытов			Количество повреждений на 100 стеблей								Неповрежденные стебли (число на 100 штук)	
	скорость движения агрегата, км/ч	степень натяжения ремней (удлинение), %	состояние пружин теревильных роликов	Расплющивание			обрыв	скручивание	размочаливание	сливание коры	открытый излом		налом древесины
				сильное	среднее	слабое							
Ручное теребление				0	0	0	1,7	0	0	0,5	1,6	10,2	88,6
Теребление машинной ЛТ-7	5,0	0,5	пружины не поджаты	29,8	57,0	22,8	1,0	0,2	0,2	0,2	1,5	6,8	2,2
Теребление машинной ЛТВ-4	6,3	1,0	—	50,7	53,4	12,6	0,4	0	0,5	0,2	0,8	3,1	2,6
Теребление машинной ЛТВ-4 врасстил	6,3	0,5	—	43,6	57,7	16,3	0	0	0,2	0	1,4	7,0	5,8
	9,9	0,5	—	41,9	74,0	9,6	0	0	0,8	0	1,9	2,5	6,1
	16,2	0,5	—	24,5	70,9	16,3	0,2	0,4	0,8	0	0,8	2,9	15,5
Теребление машинной ЛТВ-4 с вязкой	6,3	0,5	—	41,4/40,1	71,4/78,8	18,2/15,7	0,7/1,5	0/0,2	0,3/0,7	0/0	0,4/1,1	4,4/11,5	5,6/7,6
Теребление машинной ЛТВ-4 с вязкой	9,9	0,5	—	28,2/31,6	80,7/87,9	21,3/22,2	0,1/1,0	0/0	0,4/1,2	0,1/0,1	0,5/1,6	7,8/11,9	9,8/7,2
	16,2	0,5	—	14,2/19,7	82,1/100,0	17,2/24,5	1,5/0,7	0/0	0,2/0,4	0,2/0,5	1,0/1,8	5,7/15,0	21,6/10,8

Варианты опытов	Условия проведения опытов			Количество повреждений на 100 стеблей							Неповрежденные стебли (число на 100 штук)		
	скорость движения агрегата, км/ч	степень натяжения ремней (удлинение), %	состояние пружин теревальных роликков	Расплюсывание			обрыв	скручивание	размочаливание	спирание коры		открытый излом	надлом древесины
				сильное	среднее	слабое							
Теребление машинной ТЛН-1,5	5,0	0,5	—	13,6	62,4	35,0	1,3	0,2	0,4	0	0,6	2,5	22,1
	5,0	1,0	—	14,8	70,8	39,8	0,8	1,0	0,4	0	0,5	1,4	15,9

Примечание. В числителе указаны повреждения внутренних стеблей снопа, а в знаменателе — повреждения наружных стеблей. В среднем наружные стебли составляют ~ 15—20% из общего количества стеблей в снопе.

Расплюсывание стеблей льна в теребивильных аппаратах ЛТВ-4,
ЛТ-7 и ТВ-152 и его влияние на выход волокна (данные 1959 г.)

Способ тереб- ления льна и марка льноте- ребилки	Количество расплюснутых на 100 стеблей			Выход волокна, %		№ волокна		Подучено про- центо-номеров волокна всего	Ошибка опыта, %	Примечания
	сильное	среднее	слабое	длинного	короткого	длинного	короткого			
Ручное те- ребление	—	—	—	9,6	6,2	11,3	3	126,7	5,7	
ЛТВ-4	77	18	4	7,9	8,9	11,2	3	119,5	2,7	Скорость движения агрегата — 5,4 км/ч.
ЛТ-7	10	35	47	8,3	8,0	11,5	3	114,9	1,8	Треста полу- чена рас- стылом.
ТВ-152	19	31	42	8,6	7,7	11,3	3	120,4	5,1	



Фиг. 150. Влияние скорости движения льнотеребилки ЛТВ-4 на число сильно расплющенных и неповрежденных стеблей льна:
1 — работа врасстил; 2 — работа с вязкой, стебли снаружи снопа; 3 — то же, стебли внутри снопа.

Таблица 33.

Влияние толщины слоя льна, зажимаемого между теребилными ремнями ЛК-4, на расплющивание стеблей (влажность стеблей 60,9%, диаметр 1,3 мм)

Толщина ленты льна (количество рядов стеблей)	Количество расплющенных стеблей в % по видам			Количество нерасплющенных стеблей в %
	сильное расплющивание	среднее расплющивание	слабое расплющивание	
1. Один ряд стеблей	42,4	51,0	0	6,6
2. Четыре ряда стеблей:				
а) наружные стебли	8,8	59,1	5,7	27,3
б) внутренние стебли	5,0	57,9	4,7	32,4
3. Восемь рядов стеблей:				
а) наружные стебли	17,3	58,1	6,8	17,8
б) внутренние стебли	11,2	58,6	7,9	22,3

Таблица 34

Влияние толщины слоя льна, зажимаемого в теребильных ручьях ТЛН-1,5, на расплющивание стеблей (влажность стеблей 12%, диаметр 1,2 мм)

Виды расплющивания стеблей	Количество расплющенных стеблей в % при толщине слоя льна в				
	Один ряд	три ряда		шесть рядов	
		у наружных стеблей	у внутренних стеблей	у наружных стеблей	у внутренних стеблей
Сильное	58,6	6,0	18,7	10,0	1,7
Среднее	37,4	48,0	60,0	60,3	34,6
Слабое	3,4	12,7	4,6	8,3	8,3

Таблица 35

Повреждения стеблей льна различного диаметра в теребильном аппарате ТЛН-1,5

Диаметр стеблей (средний) в мм	Влажность стеблей в %	Повреждено стеблей (количество на 100 штук)					Неповрежденные стебли (количество на 100 штук)
		Расплющивание сильное	Обрыв	Надлом древесины	Размочаливание	Открытый излом	
1,4	68,2	68,0	0,5	5,2	1,2	1,5	8,5
1,1	62,8	20,2	0,2	2,2	1,0	1,0	17,8

Теребильные аппараты ЛТ-7 и ТЛН-1,5 при небольшом натяжении ремней и неподжатых пружинах роликов меньше повреждают стебли льна, чем другие аппараты. Наибольшие повреждения бывают в ручьях ЛТВ-4 при небольших скоростях движения агрегата и большом натяжении ремней. Более сильное расплющивание стеблей в теребильном аппарате ЛТВ-4 объясняется тем, что в нем оси теребильного и нижнего роликов закреплены на одном рычаге и во время работы при некотором отходе нижнего ролика теребильный ролик сильнее прижимает один ремень к другому. В аппарате ЛТВ-4 из-за скольжения ремня по ремню в криволинейной части ручья возможно некоторое скручивание стеблей. Однако на практике количество скручиваний ничтожно; с другой стороны, некоторое скручивание стеблей наблюдается и при работе других аппаратов.

Рабочие органы вязальных аппаратов наносят стеблям льна дополнительные повреждения, причем в несколько большей степени повреждаются наружные стебли снопа, обтягиваемые при вязке шпагатом.

Проведен также опыт по определению повреждений стеблей льна, выходящих из каждого ручья льнотеребилки ТЛН-1,5.

Повреждения стеблей льна в теревильных секциях машины ТЛН-1,5 при скорости движения агрегата 5,0 км/ч и натяжении ремня 0,5%

Место взятия проб на анализ	Количество повреждений на 100 стеблей								Неповрежденные стебли (число на 100 шт.)
	сильное (площадь длиной 70 и более мм с образованием трещины; сюда входит и расщепление со сдиранием коры)	среднее (площадь до 70 мм с образованием трещины)	слабое (расщепление без образования трещины)	обрыв	скручивание	размочаливание	сдирание коры	открытый излом	
У выхода из 1-й (крайней полевой) секции	4,0	50,8	26,7	1,7	0,2	0,3	0	0,8	39,5
У выхода из 2-й секции	3,0	38,0	40,8	2,5	0,5	0,3	0,2	2,3	39,0
У выхода из 3-й секции	4,2	72,0	41,8	0,3	1,0	0	0	0,8	27,2
У выхода из аппарата (т. е. из 4-й секции)	8,3	50,2	36,5	1,7	0,3	0,5	0,3	1,8	38,5

Опыт проведен на льне густотой 1965 стеблей на m^2 и диаметром 1,1 мм при скорости движения агрегата 5,0 км/ч и натяжении ремня 0,5%. Полученные данные, представленные в табл. 36, показывают, что с увеличением количества проминов льна повреждения стеблей лишь несколько повышаются, а количество неповрежденных стеблей находится почти на одном уровне, как у выхода из 1-й и 2-ой секции, так и у выхода из всего теребильного аппарата. Это объясняется утолщением слоя льна, имеющим место, начиная со 2-ой секции (выше уже указывалось, что при утолщении слоя зажатых между ремнями стеблей, степень расплющивания внутренних стеблей уменьшается).

Таблица 37

Расплющивание стеблей в зажимном транспортере льнокомбайна ЛК-4Т
(данные 1970 года)

Степень натяжения теребильных ремней (удлинение) в %	Число расплющиваний на 100 стеблей по видам						Примечание
	сильное		среднее		слабое		
	у выхода из теребильных секций	у выхода из зажимного транспортера	у выхода из теребильных секций	у выхода из зажимного транспортера	у выхода из теребильных секций	у выхода из зажимного транспортера	
0,1	32,3	31,6	46,0	49,2	11,4	12,0	Опыты проведены на льне с густотой стеблестоя 1200 ст/м ² при натяжении ремней транспортера 0,2%
0,3	58,6	56,0	25,0	33,9	8,0	9,0	

Зажимной транспортер льнокомбайна дополнительно расплющивает стебли, что видно из данных табл. 37, но увеличивается при этом лишь среднее расплющивание; это объясняется продавливанием стеблей профильными выступами ремней.

При проведении опытов после теребления стеблей и сушки в поле снопы льна были обмолочены на молотилке «Эдди». Часть льна была направлена в технологическую лабораторию ВНИИЛ для получения тресты путем тепловой мочки, а другая часть была разостлана на лугу.

Влияние повреждений стеблей льна в теревильных машинах на выход и качество волокна

Годы про- ведения опытов	Варианты опытов	Условия проведения опытов			Выход волокна, %			Номер волокна		Получено процентно- номеров волокна
		скорость дви- жения агрегата (в км/ч)	степень натя- жения (удли- нение) ремней (в %)	состояние пружин теревиль- ных роликов	длинного	короткого	длинного	короткого		
При получении тресты тепловой мочкой										
1960	Ручное теревление (контроль)				13,2	2,6	14,5	4,0		202,0
	Теребление машинной ЛТВ-7	5	1,0	пружины поджаты	11,5	3,0	13,5	4,0		167,0
	Теребление машинной ЛТВ-4	5	0,5	—	11,8	3,1	13,0	4,0		166,0
При получении тресты расстилом										
	Ручное теревление (контроль)				11,0	4,4	12,0	3,0		145,3
	Теребление машинной ЛТВ-7	5	0,5 1,0	пружины не поджаты пружины поджаты	9,3 9,7	5,8 5,0	12,4 11,9	3,0 3,0		132,7 130,6
	Теребление машинной ЛТВ-4	5 13	0,5 1,0	— —	9,9 8,9	5,1 5,0	11,9 11,9	3,0 3,0		133,8 120,7
При получении тресты тепловой мочкой										
1961	Ручное теревление (контроль)				17,1	2,0	14,0	3,0		245,4
	Теребление машинной ЛТВ-4 с вязкой в снопы	6,3	0,5	—	14,6	4,4	14,0	3,0		217,6

Полученные в 1959, 1960 и 1961 гг. при проведении этих опытов данные о влиянии повреждений стеблей льна в теребильных аппаратах на выход и качество волокна представлены в табл. 32 и 38.

Из таблиц видно, что как при получении тресты тепловой мочкой, так и при получении тресты путем расстила на лугу повреждения стеблей оказывают некоторое отрицательное влияние на выход длинного волокна. Объясняется это тем, что в местах, где стебли расплющены, процесс вылежки или мочки идет быстрее, чем в остальных частях стеблей. В результате у стеблей в местах плющения возможна некоторая перележка или перемочка тресты, приводящая к уменьшению крепости волокна.

Ввиду этого при разработке новых льноуборочных машин необходимо стремиться к тому, чтобы теребильные аппараты как можно меньше повреждали стебли льна. Это, как уже указывалось, может быть достигнуто созданием такого давления в ручье, которое не превышает необходимой величины для обеспечения надежного теребления льна. Кроме этого, уменьшение повреждений стеблей достигается уменьшением твердости поверхностного слоя резины теребильных ремней и продолжительности сжатия льна в ручье, уменьшением и устранением скольжения ремня по ремню, а также созданием условий для утолщения зажимаемой в ручье ленты льна.

С другой стороны, при работе на льноуборочных машинах необходимо следить за тем, чтобы в тех местах машины, где перемещаются стебли, не было каких-либо препятствий, задерживающих и ломающих лен.

Нельзя без особой необходимости сильно натягивать ремни. В теребильном аппарате типа ЛТ-7 не следует без необходимости чрезмерно сильно поджимать пружины роликов нажимных полусекций; это делается только тогда, когда требуется повысить качество теребления.

Значения угла ψ , характеризующего положение стелбей при работе делителя
(определены решением уравнения 65 на ЭВМ «Минск-32»)

α	β_0	$\frac{h}{b}$	Значения ψ при			α	β_0	$\frac{h}{b}$	Значения ψ при		
			$f=0,2$	$f=0,4$	$f=0,6$				$f=0,2$	$f=0,4$	$f=0,6$
0	5°	0	90° 00' *	90° 00'	90° 00'	30°	5°	0	11° 29'	22° 07'	31° 21'
		0,5	29° 07'	46° 34'	57° 59'			0,5	11° 55'	22° 31'	31° 44'
		2	17° 35'	28° 59'	38° 44'			2	12° 55'	23° 26'	32° 37'
		5	16° 35'	27° 07'	36° 32'			5	14° 04'	24° 30'	33° 43'
	15°	8	16° 23'	26° 54'	36° 14'			8	14° 40'	25° 07'	34° 19'
		0	90° 00'	90° 00'	90° 00'	15°	15°	0	12° 48'	24° 25'	34° 13'
		0,5	38° 55'	55° 52'	66° 54'			0,5	15° 45'	26° 48'	36° 12'
		2	27° 36'	38° 44'	47° 57'			2	20° 18'	30° 47'	39° 47'
		5	26° 30'	37° 01'	46° 16'			5	23° 42'	34° 01'	43° 02'
	25°	8	26° 24'	36° 55'	46° 08'			8	25° 07'	35° 20'	44° 27'
		0	90° 00'	90° 00'	90° 00'	25°	25°	0	15° 18'	28° 41'	39° 23'
		0,5	48° 34'	65° 00'	75° 56'			0,5	21° 49'	33° 06'	42° 21'
		2	37° 26'	47° 51'	55° 58'			2	29° 25'	39° 29'	47° 47'
		5	36° 32'	46° 51'	55° 23'			5	34° 06'	43° 56'	52° 23'
		8	36° 36'	46° 45'	55° 41'			8	35° 49'	45° 45'	54° 23'

α	β_0	$\frac{h}{b}$	Значения ϕ при			α	β_0	$\frac{h}{b}$	Значения ϕ при		
			$f=0,2$	$f=0,4$	$f=0,6$				$f=0,2$	$f=0,4$	$f=0,6$
10°	5°	0	12° 38'	24° 08'	33° 54'		5°	0	11° 22'	21° 53'	31° 14'
		0,5	13° 11'	24° 19'	33° 52'			0,5	11° 51'	22° 18'	31° 37'
		2	14° 11'	24° 55'	34° 13'			2	12° 46'	23° 12'	32° 25'
		5	15° 05'	25° 30'	34° 49'			5	14° 03'	24° 24'	33° 43'
	15°	8	15° 29'	25° 54'	35° 08'	45°		8	14° 52'	25° 12'	34° 26'
		0	20° 12'	36° 21'	47° 49'			0	12° 05'	23° 06'	32° 43'
		0,5	21° 14'	33° 56'	44° 00'			0,5	15° 05'	25° 42'	35° 01'
		2	23° 21'	34° 10'	43° 15'			2	20° 12'	30° 25'	39° 27'
	25°	5	24° 53'	35° 14'	44° 27'			5	24° 36'	34° 43'	43° 39'
		8	25° 24'	35° 49'	44° 57'			8	26° 36'	36° 44'	45° 39'
		0	29° 50'	48° 54'	59° 49'			0	13° 28'	25° 30'	35° 43'
		0,5	30° 27'	43° 33'	53° 10'			0,5	20° 29'	31° 08'	40° 15'
	2	33° 01'	43° 22'	51° 35'		25°	2	29° 38'	39° 15'	47° 28'	
	5	34° 49'	44° 57'	53° 35'			5	35° 55'	45° 28'	53° 35'	
	8	35° 26'	45° 39'	54° 35'			8	38° 26'	48° 09'	56° 18'	

* При $\alpha = 0$ и $\frac{h}{b} = 0$ стебли подвешиваются под прутком делителя.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Александров М. А. Навесная льнотеребилка. «Тракторы и сельхозмашины», 8, 1959.
2. Алферов С. А. Закономерности при сжатии соломы. «Сельхозмашина». 3, 1957.
3. Башкиров С. В. К вопросу о замене манильского сноповязального шпагата пеньковым. Труды Сибирского института сельского хозяйства и лесоводства, том XI, Омск, 1929.
4. Белой М. П. Некоторые особенности технологического процесса навесной льнотеребилки ТЛН-1,5. «Тракторы и сельхозмашины», 4, 1960.
5. Березанцев В. Г. и др. Механика грунтов, основания и фундаменты. Москва, изд. МПС, 1961.
6. Бибанов К. Н. Основания для проектирования вязального аппарата. Теория, конструкция и производство с.-х. машин, т. V, 1940.
7. Бородин П. И. Русский шпагат, изд. «Новый агроном», Москва, 1924.
8. Болотов И. Н., Козырева А. А., Кондрашук П. К., Крылов А. А., Толковский В. А., Хайлис Г. А. Комплексная механизация льноводства. Л., Сельхозиздат, 1962.
9. Брик В. С. Способ исследования процесса сжатия массы параллельных стеблей в статических и динамических условиях. «Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства», 11, 1968.
10. Бушуев Н. М., Латышев М. С. и Кондрашук П. К. Механизация льноводства, 1952.
11. Бурмистрова М. Ф., Колюлькова Г. Г. и др. Физико-механические свойства сельскохозяйственных растений. Сельхозгиз, 1955.
12. Быков Н. Н. Исследование технологического процесса и устройств для зажима стеблей в льноуборочных комбайнах. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Минск, ЦНИИМЭСХ, 1969.
13. Васильев А. П., Рябцев В. Н. Процесс поступления льна в теребилный ручей скоростной уборочной машины. «Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства», 3, 1960.
14. Васильев А. П. Скоростное теребление льна. «Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства», 2, 1959.
15. Векслер В. М., Игнатович А. М., Муха Т. И. Погрузочно-разгрузочные и подъемно-транспортные машины. Часть II. Транспортирующие машины. Москва, ВЗИИТ, 1964.
16. Вольф И. И., Чанкевич А. А. О сенных прессах. «Вестник металлопромышленности», № 12, 1928.
17. Вострокнутов С. П. Кинематический анализ передаточного механизма к узловязателю в сноповязалке. План и практические из него выводы. «Вестник металлопромышленности», № 4—8, 1923.
18. Вопросы сельскохозяйственной механики, т. XI под ред. М. Е. Мачекуро и В. А. Порошкова, Минск, 1963.
19. Галимский Т. П., Соловей П. Т. Результаты исследования работы льноуборочных машин. Сборник научных трудов Белорусского института механизации с.-х., выпуск 4, 1968.

20. Глухарев Е. Г. Учет конечной толщины гибкой связи при элементарных предположениях. Сборник трудов Ленинградского высшего военно-морского училища, № 24, 1958.
21. Горячкин В. П. Прибор для определения тугости вязки снопов. Сочин., том V, 1937.
22. Горячкин В. П. Прибор для измерения напряжения нити при вязке снопов. Сочин., том IV, 1937.
23. Горячкин В. П. Теория соломорезки и силосорезки. ТКПСХМ, т. IV, Сельхозгиз, 1936.
24. Григорьев А. А. Исследование процесса сжатия слоя сено-соломистых материалов. «Тракторы и сельхозмашины», 1964, № 8.
25. Гуров И. Н. Исследование процесса образования узла и проектирование клювов узловязателей сельскохозяйственных машин. Автореферат кандидатской диссертации. Москва, МИМЭСХ, 1949.
26. Гутьяр Е. М. Скольжение ремня на шкивах. «Вестник машиностроения», 18, 1937.
27. Гутьяр Е. М. Опыт теории сенопрессования. ТКПСХМ, т. IV. Сельхозгиз, 1936.
28. Долгов И. А., Васильев Г. К. Математические методы в земледельческой механике. Москва, изд. «Машиностроение», 1967.
29. Егоров М. Е., Рябцев В. Н. Результаты испытаний льнотеребилкок. «Тракторы и сельхозмашины», 12, 1958.
30. Желиговский В. А. Некоторые элементы теории с/х машин. Справочник инженера-механика социалистического сельского хозяйства, т. 1, 1937.
31. Залецкас Г. А. Исследование путей повышения некоторых эксплуатационных показателей льнотеребилльных агрегатов. Автореферат кандидатской диссертации, Москва, МИМЭСХ, 1956.
32. Зеньков Р. Л. Механика насыпных грузов. М., «Машиностроение», 1964.
33. Клятис Л. М. Изыскание рациональной технологии комплексной механизации уборки льна в условиях Полесья Украины. Кандидатская диссертация, Минск, 1962.
34. Клятис Л. М., Полонеев Р. К. Исследование вопросов надежности сноповязальных аппаратов льноуборочных машин. «Тракторы и сельхозмашины», 10, 1965.
35. Кленин Н. И., Попов И. Ф., Сакун В. А. Сельскохозяйственные машины. М. «Колос», 1970.
36. Кондрашук П. К., Хайлис Г. А., Морозов Ю. Г. Повреждения стеблей льна в теребилных аппаратах, «Лен и конопля», 7, 1962.
37. Кондрашов В. Ф. Вероятностно-статистические характеристики поля и стеблестоя льна. Труды Великолукского сельхозинститута, выпуск VIII, Великие Луки, 1969.
38. Крагельский И. В. Физико-механические свойства стеблей льна и конопли. Сборник «Свойства с/х растений», ВИСХОМ, 1939.
39. Крагельский И. В. Физико-механические свойства лубяного сырья, М., 1935.
40. Крагельский И. В. Физико-механические свойства лубяного сырья. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин, т. II под ред. акад. В. П. Горячкина, М., Сельхозгиз, 1936.
41. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М., Сельхозгиз, 1962.
42. Летошнев М. Н. Сельскохозяйственные машины. Сельхозгиз, 1949 и 1955.
43. Лепетов В. А. Резиновые технические изделия. М., Госхимиздат, 1959.
44. Логинов В. Е. Исследование зажима стеблей льна в зажимном транспортере с плоскими ремнями. Сборник трудов аспирантов. Москва, изд. «Московский рабочий», 1966.
45. Лурье А. Б. Динамика регулирования навесных сельскохозяйствен-

ных агрегатов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук, Ленинград, ЛСХИ, 1963.

46. Лурье А. Б., Кондрашов В. Ф., Хайлис Г. А. Растянутасть льносоломки при работе льноуборочных машин. «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 3.

47. Маят А. С. Рабочие процессы механизированной уборки льна. Машгиз, 1936.

48. Маят А. С. Проектирование и расчет теребильных аппаратов льноуборочных машин. ТКПСХМ, том IV, Сельхозгиз, 1936.

49. Маят А. С. Методика проектирования и расчета делителей льноуборочных машин. Москва, ВИЭСХ, отдел внедрения и информации, 1969.

50. Махов И. М. Исследование, создание и внедрение в производство машин для уборки льна, обмолота конопля и кенафа. Доклад, собщающий работы, представленные на соискание ученой степени кандидата технических наук, Москва, ВИСХОМ, 1967.

51. Можаров Б. П. Исследование, обоснование и разработка аппаратов для обмолота льна-долгунца. Автореферат кандидатской диссертации, Москва, ВИСХОМ, 1968.

52. Морозов Ю. Г. Исследование работы льнотеребильных машин. Автореферат кандидатской диссертации, Москва, ВСХИЗО, 1967.

53. Нагибин В. И. Опыт графического исследования сноповязальных аппаратов жней и сноповязалок. «Вестник металлопромышленности», № 9—12, 1923.

54. Орнатский Н. В. Механика грунтов. Издат. МГУ, 1962.

55. Орышака В. А., Савчук Л. Л. К вопросу применения вязального аппарата на машинах для уборки льна. «Тракторы и сельхозмашины», № 9, 1967.

56. Особов В. И. Технологические основы расчета рабочих органов машин для уплотнения сено-соломистых материалов. Автореферат докторской диссертации. Ленинград — Пушкин, ЛСХИ, 1971.

57. Останков В. П. Абсолютные скорости теребильных ремней льнотеребильных машин. Определение скоростей теребильных ремней льнотеребильных машин. ТКПСХМ, том IV, Сельхозгиз, 1936.

58. Писарчик А. В. К вопросу автоматического поддержания заданной высоты теребления льна. Сборник научных работ аспирантов ЦНИИМЭСХ, Минск, изд. «Урожай», 1967.

59. Писарчик А. В. Определение некоторых свойств льна-долгунца. Сборник научных работ аспирантов. ЦНИИМЭСХ, Минск, изд. «Урожай», 1969.

60. Покровский Г. И. Исследования по физике грунтов. ОНТИ, 1937.

61. Прибытков П. Ф. Исследование рабочего процесса очесывающего аппарата льнокомбайна ЛК-7. Записки Ленинградского сельскохозяйственного института, том 85, 1961.

62. Пустыгин М. А. Теория и технологический расчет молотильных устройств. ОГИЗ, Сельхозгиз, 1948.

63. Рагимов А. Г. Исследование сноповязальных аппаратов льноуборочных машин и установление оптимальных параметров аппарата для уборки льна-долгунца. Автореферат кандидатской диссертации, Москва, 1955.

64. Рифтин А. П. Вязальный аппарат. Материалы к постановке задач исследований уборочных машин. Издание Института мех. сельского хозяйства, Ленинград, 1930.

65. Рябцев В. Н. Исследование вопросов комплексной механизации уборки льна-долгунца с использованием льноуборочных агрегатов на повышенных скоростях. Автореферат кандидатской диссертации. Минск, 1962.

66. Рябцев В. Н., Хайлис Г. А. Обоснование оптимальных рабочих скоростей льноуборочных машин. Сборник «Современные проблемы механизации сельского хозяйства», том II, Москва, 1967.

67. Сабликов М. В. Сельскохозяйственные машины, часть вторая. Москва. Изд. «Колос», 1968.

68. Светлицкий В. А. Передачи с гибкой связью. М., изд. «Машиностроение», 1967.

69. Сторц П. А. Исследование рабочих органов льнокомбайна ЛК-7 с целью увеличения его производительности. Автореферат кандидатской диссертации, Москва, МИМЭСХ, 1952.

70. Сухарев Э. А. Исследование и обоснование параметров нитепроводящих устройств, применяемых в вязальных аппаратах сельскохозяйственных машин. Автореферат кандидатской диссертации. Харьков, ХИМЭСХ, 1966.

71. Сухарев Э. А., Зинь В. С. Аналитический расчет формы перемычки снопа и возникающих в нем усилий. Труды Великолукского сельхозинститута, выпуск XXV, Великие Луки, 1972.

72. Толковский В. А. Вопросы механизации льноводства. Труды ВНИИЛ, 1955.

73. Турбин Б. Г., Лурье А. Б., Григорьев С. М., Иванович Э. М., Мельников С. В. Сельскохозяйственные машины. Ленинград, Машгиз, 1963.

74. Турбин Б. Г., Лурье А. Б., Григорьев С. М., Иванович Э. М., Мельников С. В. Сельскохозяйственные машины, изд. «Машиностроение», Ленинград, 1967.

75. Хайлис Г. А. О работе вязальных аппаратов с разделителями снопов в льнотеребилках. «Тракторы и сельхозмашины», 1, 1960.

76. Хайлис Г. А. О продольном копировании рельефа почвы льнотеребилным аппаратом. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 3, 1962.

77. Хайлис Г. А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин, М., Машгиз, 1963.

78. Хайлис Г. А. Прибор для исследования упругих свойств и сопротивления стеблей при сжатии. Сборник «Измерительная техника в сельском хозяйстве», Москва, ОНТИПРИБОР, 1967.

79. Хайлис Г. А., Рябцев В. Н. Некоторые итоги работы над созданием льноснопоподборщиков. Труды Великолукского сельхозинститута, выпуск VII; Лениздат, 1967.

80. Хайлис Г. А. К вопросу о трении гибких тел, зажатых между двумя поверхностями. «Известия вузов. Машиностроение», 1966, № 9.

81. Хайлис Г. А., Каданцев М. Д., Кондрашов В. Ф. Исследование механизмов вязальных аппаратов. «Тракторы и сельхозмашины», 1966, № 2.

82. Цытович Н. А. Механика грунтов. Москва, 1963.

83. Шлыков М. И. Основные свойства льна. Теория, конструкция и производство сельхозмашин, том II, под ред. акад. В. П. Горячкина, Сельхозгиз, 1936.

84. Шлыков М. И. Льноуборочный комбайн. Машгиз, 1949.

85. Шрейдер М. Н. Исследование эксплуатационных показателей льнокомбайна ЛК-7 и вопросов технологии уборки льна. Автореферат кандидатской диссертации. Москва, МИМЭСХ, 1951.

86. Шрейдер М. Н. Исследование, разработка и внедрение в производство льномолотилок и технологических процессов комплексной механизации уборки льна. Доклад, обобщающий работы и изобретения, представленные к защите на соискание ученой степени доктора технических наук, Ленинград, ЛСХИ, 1964.

87. Щекотин Е. А. Экспериментальное исследование рабочего процесса льнотеребилного агрегата. Автореферат кандидатской диссертации. ЛИМЭСХ, 1952.

88. Щедров В. С. Основы механики гибкой нити. М., 1961.

89. Ярошевич А. А., Писарчик А. В. К обоснованию некоторых параметров льнотеребилного аппарата. Труды ЦНИИМЭСХ, том V, выпуск 2, Минск, изд. «Урожай» 1967.

90. Binder M. Zhodnoceni mechanizace sklizne lnu za rok 1960. Len a konopí, 1 (2), 1961.

91. Brunn L. Praktische Erfahrungen beim Einsatz der «Aufnahme, — Riffel — und Bündelmäschine SLOZ» aus der CSR in der Flachsernte, Deutsche Agrartechnik, 9, 1959.

92. Greenhill W. L. Harvesting Flax Crops in Australia, World Crops, 1953, vol. 5, № 9.

93. Harmond I. E., Klein L. M. Pulling machines for harvesting fiber Flax. Washington, 1955.

94. Hermant P. Du nouveau dans la mecanisation de la recolte du lin textile. Marchand Repareteur Tracteurs, et Machines agricoles, 1967.

95. Hermant P. Recolte des lins textile et oléagineux. La France Agricole, 1971.

96. Horbulewicz B. Porównawcze badania wrywaczy lnu TLZ-4 produkcji CSR WLC-3 produkcji PRL, Prace Instytutu Przemystu Włókien Lykowych, Rocznik VIII, 1960, Warszawa.

97. Horbulewicz T. Ustalenie celowosci stosowania wrywacza z aparatem snopowiazacym do sprzetu lnu, Prace Instytutu Przemystu Włókien Lykowych, Rocznik, IX, 1962, Warszawa.

98. Janiak Mieczyslaw. Wskazowki do konstrukcji i obliczen podstawowych zespolow roboczych wrywaczy lnu, Maszyny Rolnicze rok II, 1960, № 2, Warszawa.

99. Kraupner Z. Novy trhae lnu s vazacem TLZ-V-4 do zemedelske praxe, Mechanizace Zemedelstvi, 1963, № 8, Rocnik XIII.

100. Moerman J. Studie van enkele vlasopraapkeeren opdraapbindmachines van Belgische constructie, Mededelingen van de Landbouwhogeschool en de opzoekings-station van de staat te gent. deel XXVI, № 4, 1961.

101. Nieuwe Werktuigen, Landbouw-mechanisatie, December, 1960, № 11. 12.

102. Skalvejt. Kräfte und Beanspruchung in strohpresen RKTL, Schriften, Heftes, s. 30—35, 1938.

103. Vasak V., Dvorak A. Problematika trhani lnu. Za Socialisticke Zemedelstvi, № 2, 1958.

104. Winter R. Die Flachsraufmaschinen und ihre technologischen und konstruktiven Probleme. Deutsche Agrartechnik, № 7, 1956.

105. Wolf G., Brunn L. Mechanisierung des Flachsangebues, Deutsche Agrartechnik, № 6, 1959.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение	3
Состояние вопроса	5
Раздел I. Основные свойства льна-долгунца в период уборки	
§ 1. Основные показатели, характеризующие стеблестой льна в период уборки	11
§ 2. Сопротивление стеблей льна выдергиванию	12
§ 3. Закономерности сопротивления стебля поперечному сжатию	13
§ 4. Упругие свойства массы стеблей льна и их сопротивление сжатию	15
§ 5. Сопротивление стеблей льна излому	57
§ 6. Сопротивление ленты льна отрыву	60
§ 7. Сводная таблица данных, характеризующих стеблестой льна в период уборки	63
Раздел II. Вопросы теории и расчета теребильных аппаратов и транспортеров	
§ 1. Типы теребильных аппаратов	66
§ 2. Работа делителя	67
§ 3. Затыгивание стеблей наклонно движущимися бесконечными лентами	88
§ 4. Наименьшая высота теребления	119
§ 5. Изменение высоты теребления при копировании микрорельефа поля колесами теребильного агрегата	119
§ 6. О влиянии микрорельефа поля и высоты расположения семядольных бугорков стеблей на растянутость вытеребленного льна	129
§ 7. Расчет процесса теребления стеблей льна	136
§ 8. Натяжение ремней и давление между ними в зажимных устройствах	143
§ 9. Условие зажатия стеблей льна между ремнями	201
§ 10. Энергетика теребильных аппаратов на холостом ходу	207
§ 11. Об энергоемкости процесса теребления льна	210
§ 12. Об устранении намоток и забиваний в теребильных аппаратах	211
§ 13. Типы поперечных транспортеров и их работа	212
Раздел III. Основы теории и расчета вязальных аппаратов	
§ 1. Характеристика вязальных аппаратов	219
§ 2. Характеристика сноповязального шпагата	219
§ 3. Циклограмма работы вязального аппарата	222
§ 4. Анализ работы муфты и механизма включения вязального аппарата	222

§ 5. Расчет процесса формирования, сжатия и связывания снопа. Тугость вязки	236
§ 6. Производительность вязальных аппаратов	246
§ 7. О необходимой форме груди иглы (уплотнителя) вязального аппарата	252
§ 8. Некоторые особенности работы зажима узловязателя	257
§ 9. Работа клюва узловязателя. Влияние грудной доски на стягивание узла с клюва	259
§ 10. Работа сбрасывающих рук и разделителя снопов	266
§ 11. Наклон вязального аппарата и размеры его приемной части	279
§ 12. Определение давления на стенки камеры сжатия и уплотнитель стеблей. Расчет нагрузки на валы иглы и узловязателя	282
Раздел IV. Влияние машинной уборки льна-долгунца на качество получаемой продукции	
§ 1. К обоснованию механизированной вязки свежесобранного льна шпагатом	304
§ 2. Размеры снопов машинной вязки, их форма и тугость вязки	306
§ 3. Образование растянутости снопов льна машинной вязки	308
§ 4. Повреждения стеблей льна в теребильных машинах и их влияние на выход волокна	312
Приложение	325
Литература	327