

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 630*.32

DOI: 10.18324/2077-5415-2022-2-48-54

Методика расчета начального натяжения гибкого режущего инструмента пильного аппарата установки для групповой раскряжевки

П.Б. Рябухин^{1a}, И.В. Григорьев^{2b}, В.А. Иванов^{3c}¹ Тихоокеанский государственный университет, ул. Тихоокеанская, 136, Хабаровск, Россия² Арктический государственный агротехнологический университет, Сергеляхское шоссе, 3, Якутск, Республика Саха (Якутия), Россия³ Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, Братск, Россия^a PRyabukhin@mail.khstu.ru, ^b silver73@inbox.ru, ^c ivanovva55@mail.ru^a <https://orcid.org/0000-0003-1735-1942>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-5574-1725>,^c <https://orcid.org/0000-0003-0707-972X>

Статья поступила 07.04.2022, принята 16.04.2022

Раскряжевка является одной из основных технологических операций лесозаготовительного производства. Несмотря на доминирование в настоящее время в Российской Федерации сортиментной технологии лесозаготовок, до сих пор действуют крупные лесопромышленные склады, выполняющие раскряжевку поступающих на них хлыстов. В условиях бирж сырья крупных потребителей древесины групповая раскряжевка может быть рациональна при раскрое долготы на целевые сортименты, например, балансы. В статье приведен анализ научных исследований, посвященных изучению тяговых способностей систем с фрикционным приводом как основы при проектировании установки для раскряжевки круглых лесоматериалов с использованием подобных систем. Теоретические исследования выполнены с использованием методик расчета гибкой нити и строятся на использовании положений теории изгиба. Представлены предварительные теоретические исследования, которые могут служить основой для дальнейших изысканий по расчету прочностных и геометрических параметров исследуемого режущего инструмента и его долговечности. Предложенная методика расчета позволяет определить численное значение начального натяжения гибкого режущего инструмента, обеспечивающего постоянство площади контакта в тяговой системе пильного аппарата, повышение плавности его работы и, соответственно, снижение возникающих динамических нагрузок и повышение работоспособности установки при распиловке пачек круглых лесоматериалов. Полученные результаты расчетов дают возможность прогнозировать не только прочность и долговечность режущего инструмента, но и внести изменения в конструкцию раскряжевной установки для снижения динамических нагрузок, возникающих в процессе пиления.

Ключевые слова: тяговая система; гибкая нить; начальное натяжение; гибкий режущий инструмент; круглые лесоматериалы; установка; раскряжевка; динамические нагрузки.

Calculation method of the initial tension of the flexible cutting tool of the saw unit for group bucking

P.B. Ryabukhin^{1a}, I.V. Grigoriev^{2b}, V.A. Ivanov^{3c}¹ Pacific National University; 136, Tikhookeanskaya St., Khabarovsk, Russia² Arctic State Agrotechnological University; 3, Sergelyakhskoe Shosse, Yakutsk, Republic of Sakha, Yakutia, Russia³ Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia^a PRyabukhin@mail.khstu.ru, ^b silver73@inbox.ru, ^c ivanovva55@mail.ru^a <https://orcid.org/0000-0003-1735-1942>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-5574-1725>,^c <https://orcid.org/0000-0003-0707-972X>

Received 07.04.2022, accepted 16.04.2022

Bucking is one of the main technological operations of logging production. Despite the current dominance of assortment logging technology in the Russian Federation, there are still large timber yards which carry out crosscutting of the logs delivered to them. Under conditions of raw material exchanges of large timber consumers, group crosscutting can be rational when cutting long logs into target assortments, such as balances. The article presents an analysis of scientific research devoted to studying the traction capabilities of friction-driven systems as the basis for designing a plant for cross-cutting round timber using such systems. Theoretical investigations are made by means of methods of calculation of flexible threads and are based on bending theory. Preliminary theoretical researches are presented, which can serve as a basis for further researches on calculation of strength and geometrical parameters of the investigated cutting tool and its durability. The offered calculation technique allows to determine a numerical value of the initial tension of the

flexible cutting tool, which provides constancy of the contact area in the traction system of the saw, increases a smoothness of its work and, accordingly, a decrease of the arising dynamic loads and an increase of the efficiency of the unit when sawing packs of round timber. The calculation results give an opportunity to predict not only the strength and durability of the cutting tool, but also to make changes in the design of the cross-cutting unit to reduce the dynamic loads arising in the process of sawing.

Keywords: traction system; flexible thread; initial tension; flexible cutting tool; round timber; installation; bucking; dynamic loads.

Введение. Групповая (пачковая) раскряжевка круглых лесоматериалов достаточно широко внедрялась в XX в. на крупных лесопромышленных складах в СССР, США и ряде других стран. Ее основными достоинствами являлись большая производительность и относительно небольшая удельная энергоемкость. Основным недостатком — малый выход деловой древесины, особенно при работе без предварительной подсортировки хлыстов [1–3]. Как показывает практика, наиболее рациональным вариантом применения групповой раскряжевки является раскряжевка долготы или, например, низкотоварной древесины при производстве из нее биотоплива [4–6].

Возможно исполнение установки для пачковой раскряжки и в мобильном варианте, что будет вполне эффективно на лесных терминалах [7–9], например, при разделке стволов от рубок ухода за лесом или древесины, выращенной на лесной плантации [10–12].

Установки для групповой раскряжки для обеспечения большой высоты пропила оборудуются цепными пильными устройствами, конструктивно выполненными по принципу лучковой пилы — без пильной шины.

Работоспособность тяговой системы, являющейся основой конструкции пильного аппарата установки для раскряжки пачек круглых лесоматериалов гибким режущим инструментом (ГРИ) [13], в значительной степени зависит от начального ее натяжения. Для натяжения такой тяговой системы должно использоваться устройство, обеспечивающее ее постоянное натяжение как при удлинении от вытяжения, так и при упругом удлинении от мгновенно передаваемой нагрузки, создаваемой рабочим моментом на рабочем шкиве тяговой системы. При этом тяговая способность системы характеризуется предельным значением крутящего момента, при котором может проявиться процесс пробуксовки рабочего элемента тяговой системы (гибкого режущего инструмента) на приводном шкиве. Для обеспечения требуемого крутящего момента на рабочем шкиве пильного аппарата раскряжевой установки и, соответственно, исключения процесса буксования ГРИ в процессе пиления тяговой системе необходимо придать предварительное (начальное) натяжение. Численное значение начального натяжения определяется расчетным путем при нахождении системы в статическом состоянии [14; 15]. Для обеспечения работоспособности любого производственного оборудования, использующего в своих конструкциях тяговые системы гибкого типа, необходимо осуществлять постоянный контроль и периодическую корректировку начального натяжения рабочего органа.

Материалы и методы. Как было сказано выше, для создания необходимого трения между ободом шкива и приводным рабочим элементом (гибкий режущий инструмент) последний должен иметь достаточную силу начального натяжения F_0 . Это достигается предвари-

тельным натяжением системы при монтаже или с помощью подвижной опоры. Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. Но при большом начальном натяжении гибкий режущий инструмент получает и большую вытяжку, снижается его долговечность. Поэтому значение F_0 необходимо выбрать таким, чтобы ГРИ мог сохранить это натяжение достаточно длительное время, не получая большой вытяжки. Начальную силу натяжения элемента тяговой системы, передающего крутящий момент от приводного шкива (ремень, канат), определяют по формуле [15]:

$$F_0 = A\sigma_0,$$

где A — площадь поперечного сечения передающего элемента тяговой системы;

σ_0 — начальное напряжение в передающем элементе тяговой системы.

Вопрос рационального проектирования тяговых систем с фрикционным приводом приобретает весьма важное значение, поскольку все чаще и чаще они возникают при разработке конвейеров, канатных дорог, лифтов, многоприводных систем и т. д. Под тяговой системой здесь понимается гибкое растяжимое абсолютно упругое тело, длина которого значительно больше его поперечных размеров. Гибкий элемент тяговой системы тем или иным способом приводится в движение за счет трения между ним и другим элементом системы, приводимым в движение извне — канатоведущим шкивом или барабаном [16; 17]. Первый результат, полученный в изучении тяговых систем, принадлежит Л. Эйлеру. Соотношение усилий в ветвях гибкого элемента им выражено в виде:

$$T/t = e^{\mu\alpha},$$

где T — усилие в набегающей ветви; t — усилие в сбегающей ветви; e — основание натурального логарифма; μ — коэффициент трения гибкого элемента по шкиву; α — угол обхвата шкива (рад).

Однако эти теоретические исследования проводились при определенных условиях работы тяговой системы: шкив абсолютно неподвижен; гибкая нить, охватывающая шкив, лишена поперечной жесткости и неподвижна; шкив абсолютно жесткий.

По мере дальнейшего развития канатоведущих приводов возникла необходимость оперировать усилиями, приложенными к свободным ветвям нити S и Q , отличным от продольных: $S < T$, $Q > t$.

Большая заслуга в разработке теории приводов с гибкой связью принадлежит А.В. Андрееву, который обосновал наличие «дуги покоя» на шкиве. На данной «дуге покоя» сцепная сила между шкивом и канатом полностью не используется из-за удлинения верхних проволочек каната. Он писал по этому поводу: «...Для практических расчетов ... требуется существенное уточнение: дело в том, что ни один привод с гибкой

связью не может устойчиво работать в режиме, соответствующем началу процесса буксования. Поэтому необходимо иметь некоторый запас силы трения или, иначе говоря, нужно знать некоторую дугу покоя».

В ряде работ А.В. Андреева [18–20] дан анализ действительной партии, возникающей в процессе работы реальной тяговой системы. На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований в формулу Эйлера была внесена некоторая поправка, позволяющая более корректно описывать процесс работы гибкой связи. Полученная зависимость имеет вид:

$$\frac{S}{Q} = e^{(\alpha - m \frac{d_k}{R}) \frac{1-K}{K\mu+1} \frac{K_{з а п}}{K_{з а п}^{max}} \mu},$$

где S – усилие в набегающей ветви; Q – усилие в сбегающей ветви; α – угол обхвата приводного шкива; d_k – диаметр каната; R – радиус приводного шкива; m – коэффициент пропорциональности (определяется экспериментально для каждого типа привода); μ – коэффициент трения гибкого элемента по шкиву; $K_{з а п}$ – коэффициент заполнения сечения каната; $K_{з а п}^{max}$ – максимальный коэффициент заполнения; k – коэффициент, учитывающий геометрические параметры гибкого элемента связи;

$$k = (1-t) \cdot S_x^2 / I_x \cdot F_{кан},$$

где t – коэффициент Пуассона; S_x – статистический момент относительно плоскости каната; I_x – момент инерции относительно плоскости каната; $F_{кан}$ – площадь поперечного сечения каната.

Существенный вклад в разработку вопросов статики и динамики тяговых систем внесли такие авторы, как А.П. Минаков [21], В.С. Щедров [22], В.А. Светлицкий [23–25]. В работах этих исследователей освещено поведение элементов гибкой связи в процессе эксплуатации, даны рекомендации по расчету скоростей и ускорений точек нити, а также ее формы и натяжения.

Особенно необходимо отметить исследования по изучению тяговых систем, выполненные Всесоюзным научно-исследовательским институтом подъемно-транспортного машиностроения (ВНИИПТмаш). Сотрудники этого института И.Б. Барат и Г.Н. Энтин [26; 27], опираясь на исследования А.Н. Минакова, получили простые и в то же время корректные зависимости для научных и инженерных расчетов, учтя все существенные факторы, влияющие на процесс работы гибкой связи. Ими сделан анализ работ, выполняющих в области изучения тяговых систем, начиная с Л. Эйлера вплоть до современных теорий. Авторами получены уравнения предельных и поперечных колебаний гибкого элемента связи, с достаточной степенью точности описана динамика системы «электрический привод – шкив – стальной канат», а также рассмотрен ряд других вопросов, связанных с интересующей нас проблемой.

Некоторые аспекты вопроса взаимодействия тягового каната с канатопроводящим шкивом были рассмотрены и в работе И.С. Рыбина [28]. Автором представлена методика расчетов геометрических размеров приводных футерованных шкивов и канатов, определены величины контактных напряжений, возникающих между канатом и шкивом. Центральное место в работе занимают теоретические и экспериментальные исследова-

ния по изучению процесса фрикционной связи футерованного шкива с тяговым канатом (рассматривались различные материалы футеровки: литая резина, транспортерная лента, автопокрышки). В результате были определены величины констант трения для всех типов материала футеровки, влияние диаметра каната на тяговую способность гибкой связи и зависимость коэффициента трения от ряда других факторов. Так для канатного привода со шкивом, футерованным литой резиной, значение коэффициента трения μ составляет 0,8. Автор рекомендует использовать данное значение при инженерных расчетах тяговых систем с указанным материалом футеровки. В работе представлена картина динамических процессов при работе канатного привода и сделан вывод о целесообразности использования шкивов с резиновой футеровкой в связи с их способностью в значительной мере уменьшать динамические усилия, действующие как на гибкий элемент привода, так и на приводной шкив.

Результаты. Эффективная работа любой тяговой системы возможна лишь при предварительном натяжении гибкого элемента привода, при котором между ним и приводным шкивом возникают фрикционные связи. При этом возникает то тяговое, или рабочее, усилие, которое обеспечивает выполнение функций данной тяговой системы. Использование гибкого режущего органа для раскрывки пачек хлыстов ставит вопрос о необходимости создания такого тягового усилия, которое бы обеспечивало выполнение процесса распиловки, поскольку резательная способность гибкого режущего органа определяется тяговым усилием, создаваемой системой «приводной шкив – режущий орган». Как показывают исследования А.Е. Феоктистова [29], резательная способность растет с увеличением натяжения. Однако нужно отметить, что этот рост не бесконечен, так как существует ограничение по условию прочности несущего каната.

Процесс резания пачки лесоматериалов характеризуется непостоянством возникающего усилия резания (так как пачка является не сплошной средой, а набором отдельных элементов), вследствие чего возникают импульсивные динамические нагрузки, действующие как на несущий канат, так и на установку в целом. При этом процессы пуска установки и пиления сопровождаются резкими рывками режущего органа, что оказывает влияние на долговечность установки. В связи с указанными причинами авторами предлагается использовать грузовое натяжное устройство с постоянным значением начального натяжения вместо винтового. Данная конструкция позволит обеспечить плавность работы пильного аппарата, снижение динамических нагрузок и центробежных сил, возникающих в процессе пиления, на конструкцию, а также постоянство значения монтажного натяжения во время эксплуатации установки. В связи с этим одной из задач исследований по оптимизации конструктивных и кинематических параметров установки для раскрывки пачек круглых лесоматериалов является определение значения начального натяжения ГРИ.

Условие работы привода без проскальзывания можно записать в виде соотношения [30; 31]:

$$M = R \cdot (T_1 - T_2), \quad (1)$$

где M – предельное значение момента, при котором передача работает без проскальзывания; R – радиус приводного шкива; T_1 – натяжение рабочей ветви режущего органа; T_2 – натяжение хлыстовой ветви режущего органа.

Дальнейшее увеличение передаваемого момента ведет к проскальзыванию приводного шкива. Следовательно, величина предварительного натяжения связи в этом случае также является предельной, т. е. обеспечивающей нормальную работу пильного аппарата. Величину монтажного натяжения, соответствующего данному состоянию гибкой связи, определяем из условия:

$$M = R \cdot (T_1 - T_2) = R \cdot P_{T \cdot \gamma \cdot r}, \quad (2)$$

где $P_{T \cdot \gamma \cdot r}$ – тяговое усилие, создаваемое приводом.

На раскряжевочной установке с гибким режущим органом натяжной (холостой) шкив имеет опору, конструкция которой позволяет осуществлять постоянство монтажного натяжения ветвей гибкого элемента связи. Перемещение натяжного шкива в процессе работы установки в направлении действия действия усилия P_M компенсирует влияние центробежных сил и выражается следующими зависимостями:

$$T_1 = P_M \cdot \left(\frac{1}{1 + e^{-\mu\varphi}} \right) + \frac{F_{K \cdot a \cdot H} \cdot \gamma \cdot U^2}{g} + P_P^{K \cdot a \cdot H};$$

$$T_2 = P_M \cdot \left(\frac{e^{-\mu\varphi}}{1 + e^{-\mu\varphi}} \right) + \frac{F_{K \cdot a \cdot H} \cdot \gamma \cdot U^2}{g},$$

где U – линейная скорость движения шкивов; g – ускорение свободного падения; γ – удельный вес материала режущего органа.

Тогда

$$P_{T \cdot \gamma \cdot r} = T_1 - T_2 = P_M \left(\frac{1 - e^{-\mu\varphi}}{1 + e^{-\mu\varphi}} \right) + P_P^{K \cdot a \cdot H}.$$

С учетом выражения (2.42) можно записать

$$R_{ш} \left(P_M \left(\frac{1 - e^{-\mu\varphi}}{1 + e^{-\mu\varphi}} \right) + P_P^{K \cdot a \cdot H} \right) = P_{T \cdot \gamma \cdot r} \cdot R_{ш};$$

$$P_M = \frac{(P_{T \cdot \gamma \cdot r} + P_P^{K \cdot a \cdot H}) \cdot (e^{\mu\varphi} + 1)}{e^{\mu\varphi} - 1}. \quad (3)$$

Для определения тягового усилия, развиваемого приводом и обеспечивающего резательную способность установки, рассмотрим схему, представленную на рис. 1. На элемент режущего органа dS , находящийся на приводном шкиве, действуют следующие силы:

dN – нормальная реакция шкива от давления режущего органа,

dF_y – центробежная реакция шкива от давления режущего органа,

$dF_{ц}$ – центробежная сила,

μdN – сила трения,

P_M – сила натяжения, действующая на элемент режущего органа отброшенной частью слева,

$(P_M + dP_M)$ – сила натяжения, действующая на элемент режущего органа отброшенной частью справа.

Составим дифференциальное уравнение движения гибкой нити, пользуясь принципом Даламбера [20]. Спроектируем все действующие силы на касательную τ и нормаль n :

$$\sum n = 0 \quad -gdS \cdot \cos \beta +$$

$$+ P_M \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} + dN + dF_{ц} - (P_M + dP_M) \sin \frac{d\alpha}{2} = 0$$

$$\sum \tau = 0 \quad -gdS * \sin \beta +$$

$$+ P_M \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} - \mu dN + (P_M + dP_M) \cos \frac{d\alpha}{2} = 0$$

Учитывая, что $d\alpha$ – бесконечно малый угол, можно записать:

$$\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1;$$

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}.$$

$\frac{dP_M d\alpha}{2} \approx 0$, поскольку является бесконечно малой величиной высшего порядка. Тогда получим следующее выражение:

$$\left. \begin{aligned} -gd x + P_M * dl + dN + dF_{ц} &= 0 \\ -gdy + dP_M - \mu dN &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $d x = dS * \cos \beta$; $d y = dS * \sin \beta$.

Умножив первое уравнение системы (4) на величину μ и сложив со вторым, получим:

$$dP_M + \mu P_M * dl + \mu dF_{ц} - gdy - \mu g d x = 0. \quad (5)$$

При $F_{ц} = \frac{gU^2}{g} d\alpha$ выражение (5) имеет вид:

$$\frac{dP_M}{d\alpha} - \mu P_M + \mu \frac{gU^2}{d\alpha} - \frac{gdy}{d\alpha} - \mu g \frac{dx}{d\alpha} = 0. \quad (6)$$

Данное равенство является линейным дифференциальным и уравнением первого порядка:

$$P_M' - \mu P_M = b(x), \quad (7)$$

где $b(x) = \frac{gdy}{d\alpha} + \frac{\mu g d x}{d\alpha} - \mu \frac{gU^2}{g}$.

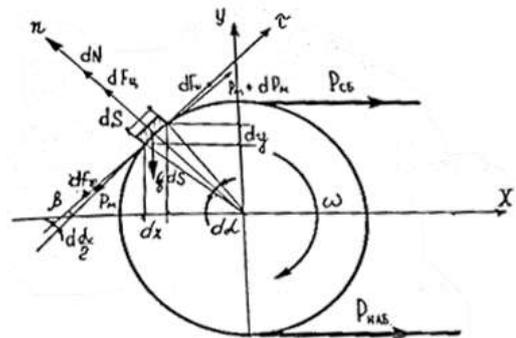


Рис. Схема сил, действующих на элемент гибкого режущего инструмента в процессе пиления

Представив $P_M = U \cdot V$, решим полученное уравнение методом разделяющихся переменных:

$$U' \cdot V + U \cdot V' - \mu \cdot U \cdot V = b(x)$$

или $U' \cdot V + U(V' - \mu \cdot V) = b(x)$.

В качестве V выберем некоторое частное решение уравнения:

$$V' - \mu \cdot V = 0. \quad (8)$$

Тогда для определения U получим уравнение вида:

$$U' \cdot V = b(x).$$

Из уравнения (8) следует:

$$dV/V = \mu \cdot d\alpha. \quad (9)$$

Интегрируя выражение (9), получим $\ln V = \mu \cdot \alpha$.

Откуда

$$V = e^{\mu\alpha}. \quad (10)$$

Определив значение V , находим U из уравнения (8). Необходимо заметить, что для дальнейших расчетов значением действия веса гибкого элемента θ на приводной шкив можно пренебречь в связи с его малостью по отношению к весу самого шкива. Однако при этом должно учитываться влияние центробежных сил:

$$\begin{aligned} \frac{dU}{d\alpha} \cdot e^{\mu\alpha} &= -\mu \frac{\theta U^2}{g}; & dU &= e^{-\mu\alpha} \cdot \left(-\mu \frac{\theta U^2}{g}\right) d\alpha; \\ U &= -\theta\mu \frac{U^2}{g} \int e^{-\mu\alpha} d\alpha + c. \end{aligned} \quad (11)$$

Подставляя U и V в выражение $P_M = U \cdot V$, получим

$$\begin{aligned} P_M &= \left(-\theta\mu \frac{U^2}{g} \int e^{-\mu\alpha} d\alpha + c\right) \cdot e^{\mu\alpha}; \\ P_{H \alpha \sigma} &= -e^{\mu\alpha} \cdot \mu \frac{\theta U^2}{g} + \int e^{-\mu\alpha} d\alpha + e^{\mu\alpha} \cdot c = \\ &= \theta \frac{U^2}{g} + c e^{\mu\alpha}. \end{aligned} \quad (12)$$

При $\alpha = 0$ $P_{H \alpha \sigma} = P_{c \sigma}$, отсюда определим значение постоянной интегрирования:

$$\begin{aligned} P_{c \sigma} &= \theta \frac{U^2}{g} + c; \\ c &= P_{c \sigma} - \theta \frac{U^2}{g}. \end{aligned}$$

Тогда, подставляя V выражение (12), получим значение усилия в набегающей ветви:

$$P_{H \alpha \sigma} = \theta \frac{U^2}{g} + P_{c \sigma} \cdot e^{\mu\alpha}. \quad (13)$$

С другой стороны, существует зависимость

$P_{H \alpha \sigma} = 1,08 P_{c \sigma}$, с учетом дополнительной нагрузки данное выражение примет вид

$$P_{H \alpha \sigma} = 1,08 P_{c \sigma} + P_P^{K \alpha H} \quad (14)$$

Приравняв правые части уравнений (13) и (14), определим, что зависимость усилия в сбегающей ветви от действующей нагрузки примет вид

$$1,08 P_{c \sigma} + P_P^{K \alpha H} = P_{c \sigma} \cdot e^{\mu\alpha} - e^{\mu\alpha} \cdot \theta \frac{U^2}{g} + \theta \frac{U^2}{g}.$$

Вводя коэффициент надежности сцепления режущего органа со шкивом, получим

$$P_{c \sigma} = \frac{P_P^{K \alpha H} + \theta \frac{U^2}{g} (e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha} - 1,08} \cdot m, \quad (15)$$

Литература

1. Куницкая О.А., Тихонов И.И., Куницкая Д.Е., Григорьев И.В., Земцовский А.Е. Оптимизация процесса раскряжевки хлыстов на лесоперевалочных базах лесных холдингов

где m – коэффициент, обеспечивающий передачу расчетного тягового усилия при случайном нарушении условий эксплуатации [32].

Тогда, подставляя (15) в выражение (13), будем иметь:

$$\begin{aligned} P_{H \alpha \sigma} &= \left(\frac{P_P^{K \alpha H} + \theta \frac{U^2}{g} (e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha} - 1,08} \right) \cdot e^{\mu\alpha} \cdot m - \\ &- \theta \frac{U^2}{g} (e^{\mu\alpha} - 1) \end{aligned} \quad (16)$$

Поскольку тяговое усилие, развиваемое приводом, определяется разностью усилий в набегающей и сбегающей ветвях гибкого элемента, то получим:

$$\begin{aligned} P_{T \text{ я г}} &= P_{H \alpha \sigma} - P_{c \sigma} = \left[\frac{P_P^{K \alpha H} + \theta \frac{U^2}{g} (e^{\mu\alpha} - 1)m}{e^{\mu\alpha} - 1,08} \right] \cdot \\ &(e^{\mu\alpha} - 1) - \theta \frac{U^2}{g} (e^{\mu\alpha} - 1) \end{aligned} \quad (17)$$

Для пользования зависимостью (17) необходимо учесть влияние на работу гибкой связи факторов, о которых указывалось в п.1.5, т.е. вместо значения α нужно оперировать величиной φ .

$$\varphi = \alpha \cdot ((1 - k) / (\mu \cdot k + 1)) \cdot (k^{\text{зан}} / k^{\text{зан}_{\text{max}}}).$$

Используя выражение (11) при определении значения натяжения по формуле (3) в зависимости от действующих нагрузок, получаем:

$$\begin{aligned} P_M &= P_P^{K \alpha H} \cdot (e^{\mu\varphi} + 1) \left(\frac{m}{e^{\mu\varphi} - 1,08} - \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \right) + \\ &\frac{g\gamma^2}{g} (e^{\mu\varphi} + 1) \left(\frac{e^{\mu\varphi} - 1}{e^{\mu\varphi} - 1,08} - 1 \right). \end{aligned} \quad (18)$$

Заключение

1. Практическая значимость работы состоит в том, что предложенный метод расчета численного значения начального натяжения режущего инструмента, имеющего в качестве несущего элемента стальной канат, позволяет обеспечить постоянный контакт в тяговой системе пильного аппарата, плавность его работы и, соответственно, снижение динамических нагрузок и центробежных сил, возникающих в процессе пиления.

2. Полученные результаты расчетов позволяют прогнозировать не только прочность и долговечность режущего инструмента, но и внести изменения в конструкцию раскряжевочной установки для снижения динамических нагрузок, возникающих в процессе пиления.

Работа выполнена в рамках научной школы «Инновационные разработки в области лесозаготовительной промышленности и лесного хозяйства».

при выпилке сырья для мачтопропиточных заводов // Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. 2014. № 3 (339). С. 86-93.

2. Куницкая О.А. Перспективы развития нижних лесопромышленных складов // Актуальные направления науч. ис-

- следований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3. № 2-2 (13-2). С. 246-249.
3. Куницкая О.А. Повышение эффективности на нижних складах // *Дерево.ru*. 2015. № 3. С. 64-68.
 4. Куницкая О.А., Пудова Т.М., Никитина Е.И. Перспективные направления переработки низкотоварной древесины и древесных отходов в Республике Саха (Якутия) // Потенциал науки и образования: современные исследования в области агрономии, землеустройства, лесного хозяйства: сб. тр. конф. (20 марта 2019 г.). Якутск, 2019. С. 14-18.
 5. Куницкая О.А. Перспективные технологии переработки низкотоварной древесины // *Актуальные направления науч. исследований XXI века: теория и практика*. 2018. Т. 6. № 4 (40). С. 173-177.
 6. Власов Ю.Н., Куницкая О.А. Оптимальные параметры сырья для производства топливных брикетов из древесины // *Лесоэксплуатация и комплексное использование древесины: сб. ст. Всерос. науч.-практической конф. (10 марта 2020 г.)*. Красноярск, 2020. С. 45-49.
 7. Куницкая О.А., Помигуев А.В. Функциональные возможности и эксплуатационные характеристики средств энергообеспечения лесных терминалов // *Повышение эффективности лесного комплекса: материалы Седьмой Всерос. науч.-практической конф. с междунар. участием*. Петрозаводск, 2021. С. 102-103.
 8. Куницкая О.А., Стородубцева Т.Н., Помигуев А.В. Энергоресурсосберегающие технологии электроснабжения лесных терминалов // *Эколого-ресурсосберегающие технологии в науке и технике: материалы Всерос. науч.-технической конф. (19-20 окт. 2020 г.)*. Воронеж, 2021. С. 112-117.
 9. Куницкая О.А., Помигуев А.В. Эффективная система преобразования тепловой энергии в электрическую для энергообеспечения лесных терминалов // *Повышение эффективности лесного комплекса: материалы Седьмой Всерос. науч.-практической конф. с междунар. участием*. Петрозаводск, 2021. С. 104-105.
 10. Григорьева О.И., Нгуен Ф.З. Лесные плантации для сырьевого обеспечения деревоперерабатывающих предприятий // *Повышение эффективности лесного комплекса: материалы Третьей Всерос. науч.-практической конф. с междунар. участием (30 мая 2017 г.)*. Петрозаводск, 2017. С. 59-61.
 11. Нгуен Ф.З., Григорьева О.И. Лесные плантации в лесопромышленном производстве Республики Вьетнам // *Повышение эффективности использования и воспроизводства природных ресурсов: материалы науч.-практической конф. (24-25 нояб. 2016 г.)*. Великий Новгород, 2016. С. 48-51.
 12. Григорьева О.И. Повышение эффективности проведения рубок ухода за лесом // *Повышение эффективности лесного комплекса: материалы Второй Всерос. науч.-практической конф. с междунар. участием, посвящ. 65-летию высш. лесного образования в Республике Карелия (24 мая 2016 г.)*. Петрозаводск, 2016. С. 70-73.
 13. Рябухин П.Б., Григорьев И.В. Определение натяжения несущего каната гибкого режущего органа в процессе работы установки для пачковой раскряжевки // *Системы. Методы. Технологии*. 2021. № 4. С. 63-73.
 14. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 384 с.
 15. Белов М.И., Пылаев Б.В. Теоретическая механика. 2-е изд., перераб. и доп. М.: ИНФРА-М, 2016. 336 с.
 16. David J. Bents. Axial Force and Efficiency Tests of Fixed Center Variable Speed Belt Drive. SAE Transactions. №810103, 1981. P. 438-450.
 17. Amijima S. Some problems associated with the friction between belt and pulley. Doshisha Univ. Sci. Engng. Rev. 3 (1962) 3-4. P. 9.
 18. Андреев А.В. Передача трением. М.: Машиностроение, 2008. 176 с.
 19. Андреев А.В. Физические основы передачи сдвигаемой силы контактами трения. М.: Машиностроение, 1998. 76 с.
 20. Андреев А.В. Основы теории фрикционного привода мощных конвейерных установок для открытых горных работ: дис. ... на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук. М., 1999. 286 с.
 21. Минаков А.П. Основы механики нити // *Труды Моск. текст. ин-та*. 1991. Вып. 1. С. 101-109.
 22. Щедров В.С. Основы механики гибкой нити. М.: Машгиз, 1981. 171 с.
 23. Светлицкий В.А., Стасенко И.В. Колебания ветвей передач с гибкой связью // *Труды конф. по теории машин и механизмов*. Машгиз, 2006. С. 102-113.
 24. Светлицкий В.А. Механика гибкой нити. М.: Машиностроение, 2003. 218 с.
 25. Светлицкий В.А. Влияние постоянного натяжения на работу передачи с гибкой связью // *Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение*. 2012. № 7. С. 11-16.
 26. Энтин Г.Я., Барат Н.Е. Исследование тяговых систем // *Труды ВНИИПТмаш*. 2006. Вып. 2 (66). С. 45-54.
 27. Энтин Г.Я. Аналитическое решение вопроса о распределении напряжений в гибкой нити (канате), схватывающей абсолютно жесткий шкив // *Труды ВНИИПТмаш*. 2001. № 7. С. 41-67.
 28. Рыбин И.С. Исследование канатных транспортеров для сортировки круглых лесоматериалов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1998. 206 с.
 29. Феоктистов А.Е. Ленточнопильные станки. М.: Лесная пром-сть, 2006. 151 с.
 30. Светлицкий В.А. Колебания струны с учетом изменения натяжения // *Изв. МГУЛ*. 2008. № 11. С. 31-35.
 31. Ильин И.А., Ильина И.В. Анализ системы уравнений динамики гибкой нити // *Вестн. КРАУНЦ. Физ.-мат. науки*. 2010. Вып. 1 (1). С. 31-38.
 32. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. М.: Издательский центр «Академия», 2014. 416 с.

References

1. Kunickaya O.A., Tihonov I.I., Kunickaya D.E., Grigor'ev I.V., Zemcovskij A.E. Optimization of the process of cross-cutting lumber at the timber processing bases of forest holdings when sawing raw materials for mast-impregnating plants. // *Bulletin of higher educational institutions. Lesnoy zhurnal (Forestry journal)*. 2014. № 3 (339). P. 86-93.
2. Kunickaya O.A. Prospects for the development of lower timber yards // *Aktual'nye napravleniya nauch. issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika*. 2015. V. 3. № 2-2 (13-2). P. 246-249.
3. Kunickaya O.A. Improvement of efficiency in the lower warehouses // *Derevo.ru*. 2015. № 3. P. 64-68.
4. Kunickaya O.A., Pudova T.M., Nikitina E.I. Prospective directions of processing low-commodity wood and wood waste in the Republic of Sakha (Yakutia) // *Potencial nauki i obrazovaniya: sovremennye issledovaniya v oblasti agronomii, zemleustrojstva, lesnogo hozyajstva: sb. tr. konf. (20 marta 2019 g.)*. Yakutsk, 2019. P. 14-18.
5. Kunickaya O.A. Perspective technologies of low-grade wood processing // *Aktual'nye napravleniya nauch. issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika*. 2018. V. 6. № 4 (40). P. 173-177.
6. Vlasov YU.N., Kunickaya O.A. Optimal parameters of raw materials for the production of fuel briquettes from wood // *Lesoeksploatatsiya i kompleksnoe ispol'zovanie drevesiny: sb. st. Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. (10 marta 2020 g.)*. Krasnoyarsk, 2020. P. 45-49.
7. Kunickaya O.A., Pomiguyev A.V. Functional capabilities and operational characteristics of power supply means of forest terminals // *Povyshenie effektivnosti lesnogo kompleksa: materialy Sed'moj Vseros. nac. nauch.-prakticheskoy konf. s mezhdunar. uchastiem*. Petrozavodsk, 2021. P. 102-103.
8. Kunickaya O.A., Storodubceva T.N., Pomiguyev A.V. Energy-resource-saving technologies of power supply of forest ter-

- minals // *Ekologo-resursosbergayushchie tekhnologii v nauke i tekhnike: materialy Vseros. nauch.-tekhnicheskoy konf. (19-20 okt. 2020 g.)*. Voronezh, 2021. P. 112-117.
9. Kunickaya O.A., Pomiguyev A.V. Effective system of heat-to-energy conversion for power supply of timber terminals (in Russian) // *Povyshenie effektivnosti lesnogo kompleksa: materialy Sed'moj Vseros. nac. nauch.-prakticheskoy konf. s mezhdunar. uchastiem*. Petrozavodsk, 2021. P. 104-105.
 10. Grigor'eva O.I., Nguen F.Z. Forest plantations for raw material supply of wood-processing enterprises // *Povyshenie effektivnosti lesnogo kompleksa: materialy Tret'ej Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. s mezhdunar. uchastiem (30 maya 2017 g.)*. Petrozavodsk, 2017. P. 59-61.
 11. Nguen F.Z., Grigor'eva O.I. Forest plantations in timber production of the Republic of Vietnam // *Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya i vosproizvodstva prirodnyh resursov: materialy nauch.-prakticheskoy konf. (24-25 noyab. 2016 g.)*. Velikiy Novgorod, 2016. P. 48-51.
 12. Grigor'eva O.I. Increasing the efficiency of logging thinning // *Povyshenie effektivnosti lesnogo kompleksa: materialy Vtoroj Vseros. nauch.-prakticheskoy konf. s mezhdunar. uchastiem, posvyashch. 65-letiyu vyssh. lesnogo obrazovaniya v Respublike Kareliya (24 maya 2016 g.)*. Petrozavodsk, 2016. P. 70-73.
 13. Ryabuhin P.B., Grigor'ev I.V. Determination of the tension of the carrier rope of a flexible cutting organ during the operation of a unit for bundle bucking // *Systems. Methods. Technologies*. 2021. № 4. P. 63-73.
 14. Panovko YA.G., Gubanova I.I. Stability and vibrations of elastic systems. M.: Nauka, 1979. 384 p.
 15. Belov M.I., Pylaev B.V. Theoretical Mechanics. 2-e izd., pererab. i dop. M.: INFRA-M, 2016. 336 p.
 16. David J. Bents. Axial Force and Efficiency Tests of Fixed Center Variable Speed Belt Drive. SAE Transactions. №810103, 1981. P. 438-450.
 17. Amijima S. Some problems associated with the friction between belt and pulley. Doshisha Univ. Sci. Engng. Rev. 3 (1962) 3-4. P. 9.
 18. Andreev A.V. Friction Transmission. M.: Mashinostroenie, 2008. 176 p.
 19. Andreev A.V. Physical Bases of Shear Force Transmission by Friction Contacts. M.: Mashinostroenie, 1998. 76 p.
 20. Andreev A.V. Fundamentals of the theory of friction drive of powerful conveyor installations for open-cast mining: dis. ... na soisk. uchen. step. d-ra tekhn. nauk. M., 1999. 286 p.
 21. Minakov A.P. Fundamentals of thread mechanics // *Trudy Mosk. tekst. in-ta*. 1991. Vyp. 1. P. 101-109.
 22. SHCHedrov V.S. Fundamentals of mechanics of flexible yarn.. M.: Mashgiz, 1981. 171 p.
 23. Svetlickij V.A., Stasenko I.V. The oscillations of gear branches with a flexible connection // *Trudy konf. po teorii mashin i mekhanizmov*. Mashgiz, 2006. P. 102-113.
 24. Svetlickij V.A. Mechanics of a flexible cord. M.: Mashinostroenie, 2003. 218 p.
 25. Svetlickij V.A. Influence of permanent tension on the operation of transmission with flexible thread // *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 2012. № 7. P. 11-16.
 26. Entin G.YA., Barat N.E. Research of traction systems // *Trudy VNIIPtmash*. 2006. Vyp. 2 (66). P. 45-54.
 27. Entin G.YA. Analytical Solution of a Stress Distribution in a Flexible Thread, Gripping an Absolutely Rigid Sheave // *Trudy VNIIPtmash*. 2001. № 7. P. 41-67.
 28. Rybin I.S. Investigation of the Rope Conveyors for Round Timber Sorting.: dis. ... kand. tekhn. nauk. L., 1998. 206 p.
 29. Feoktistov A.E. Band saw machines. M.: Lesnaya prom-st', 2006. 151 p.
 30. Svetlickij V.A. String oscillations with allowance for the tension variation // *Forestry bulletin*. 2008. № 11. P. 31-35.
 31. Il'in I.A., Il'ina I.V. Analysis of the equation system of dynamics of a flexible string // *Bulletin of the Kamchatka Regional Association Educational and Scientific Center (KRA-SEC)*. Physical and Mathematical Sciences. 2010. Vyp. 1 (1). P. 31-38.
 32. Gulia N.V., Klokov V.G., YUrkov S.A. Machine Parts. M.: Izdatel'skiy centr «Akademiya», 2014. 416 p.