



УДК 634\*362.7

**Е.А. Памфилов, А.Н. Заикин, Г.Н. Кривченкова, Г.А. Пилюшина**

Брянская государственная инженерно-технологическая академия

Памфилов Евгений Анатольевич родился в 1941 г., окончил в 1964 г. Брянский институт транспортного машиностроения, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой оборудования лесного комплекса и технического сервиса Брянской государственной инженерно-технологической академии, заслуженный деятель науки РФ. Имеет более 360 печатных работ в области обеспечения долговечности машин и оборудования.  
Тел./факс: 8(4832) 64-60-73



Заикин Анатолий Николаевич родился в 1949 г., окончил в 1975 г. Брянский технологический институт, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры технического сервиса Брянской государственной инженерно-технологической академии, действительный член МАНЭБ. Имеет около 180 печатных работ в области совершенствования техники и технологии лесозаготовок.  
E-mail: mail@bgita.ru



Кривченкова Галина Николаевна родилась в 1963 г., окончила в 1987 г. Брянский технологический институт, инженер кафедры оборудования лесного комплекса и технологического сервиса Брянской государственной инженерно-технологической академии. Имеет более 10 печатных работ в области совершенствования техники и технологии лесозаготовок.  
Тел.: 8(4832) 64-60-73



Пилюшина Галина Анатольевна родилась в 1970 г., окончила в 2000 г. Брянскую государственную инженерно-технологическую академию, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии конструкционных материалов и ремонта машин БГИТА. Имеет более 30 печатных работ в области повышения работоспособности узлов и механизмов оборудования лесного комплекса.  
Тел.: 8(4832) 64-60-73



## ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ НАГРУЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПИЛЬНЫХ АППАРАТОВ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Установлены основные закономерности нагружения деталей цепных пильных аппаратов лесозаготовительной техники при взаимодействии пильной цепи с ведущей звездочкой и пильной шиной.

*Ключевые слова:* пильный аппарат, пильная шина, пильная цепь.

Один из основных узлов лесозаготовительной техники – цепной пильный аппарат консольного типа, обладает рядом положительных качеств: достаточно высокой производительностью, удобством в эксплуатации и др. Однако он не лишен и ряда недостатков, основной из которых – низкий моторесурс его составных частей по отношению к сроку службы лесозаготовительной техники.

В связи с частыми отказами полотен пильных шин Центральным научно-исследовательским институтом механизации и энергетики лесной промышленности и предприятиями-изготовителями были выполнены работы по повышению долговечности этого элемента пильного аппарата, которые проводились в основном в направлении выбора марки стали для полотна, режимов ее упрочнения, а также установления

оптимальной геометрии контура шины [2–5 и др.].

Эти работы позволили несколько увеличить долговечность пильных шин, однако анализ условий их эксплуатации показал, что достигнутый уровень недостаточен и может быть повышен за счет изыскания более износостойкого материала.

Кроме того, сталь 45ХНМФА, из которой в настоящее время изготавливаются полотна пильных шин, является дорогостоящей, а компоненты, входящие в нее, дефицитны. Поэтому задача поиска путей повышения долговечности полотна пильной шины весьма актуальна.

Цель нашей работы – на начальном этапе решения этой задачи провести теоретические исследования взаимодействия пильной цепи со звездочкой и шиной и выявить основные причины изнашивания.

Известно, что причинами отказов основных рабочих элементов пильных аппаратов – пильной шины и пильной цепи – являются достижение предельного износа и объемное разрушение. При этом изнашивание про-

текает в условиях циклического нагружения и под действием ударных периодических нагрузок с последующим трением–скольжением цепи по шине при наличии между трущимися поверхностями смазки и абразива.

При ударном изнашивании со скольжением процесс разрушения поверхностного слоя можно разделить на два основных этапа: первый – разрушение, происходящее при ударе, второй – износ при перемещении поверхностей друг относительно друга.

Очевидно, что взаимодействие контактирующих поверхностей на первом и втором этапах будет определяться большим числом факторов, зависящих от физико-механических характеристик материала, особенностей абразивного воздействия и условий изнашивания, причем механизмы изнашивания на первом и втором этапах будут отличаться.

Для оценки закономерностей перемещения пильной цепи по шине в процессе пиления было рассмотрено движение звена от начала и до конца его контакта со звездочкой. На рис. 1 схематически изображена пильная

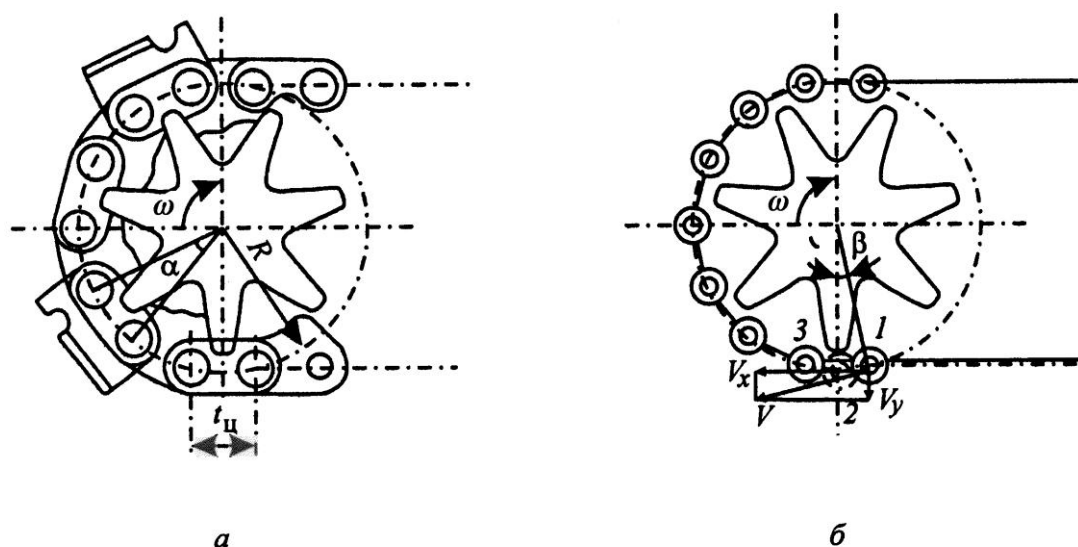


Рис. 1. Схема расположения на ведущей звездочке звеньев (а) и шарниров (б) пильной цепи

цепь в зацеплении с ведущей звездочкой, которая с постоянной угловой скоростью вращается по часовой стрелке.

При движении звена пильной цепи по ведущей звездочке шарниры его последовательно занимают положение 1, 2, 3, перемещаясь с постоянной окружной скоростью по начальной окружности. Рассматриваемое звено совершает линейное перемещение и колебательное движение во взаимно перпендикулярных координатах. При этом скорость движения  $V_y$  пильной цепи в вертикальной плоскости и скорость набегания  $V_x$  цепи на звездочку можно определить разложением окружной скорости  $V$  ведущей звездочки в вертикальном и горизонтальном направлениях:

$$V = \omega R; \quad (1)$$

$$V_x = V \cos \beta; \quad (2)$$

$$V_y = V \sin \beta, \quad (3)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения звездочки,  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ;

$n$  – частота вращения ведущей звездочки;

$R$  – радиус начальной окружности звездочки, м;

$\beta$  – угол отклонения шарнира от вертикальной оси.

При  $\beta = 0$  шарнир займет положение 2. При этом звено, достигнув наивысшего положения, будет иметь  $V_x = V$ ;  $V_y = 0$ .

В процессе поворота звездочки на угол  $\beta = \frac{\alpha}{2}$  ( $\alpha$  – угол, измеряемый между линиями, соединяющими центры ведущей звездочки и звеньев цепи) шарнир занимает положение 3. При этом звено, поднимаясь с возрастающей скоростью, перемещается вперед уже с уменьшающейся скоростью.

При входе в зацепление следующего звена движение цепи повторяется. Таким образом, за время поворота звездочки на угол  $\alpha$  цепь движется от положения 1 до положения 2, с замедлением опускаясь вниз и с ускорением перемещаясь вперед; от положения 2 до положения 3, с ускорением поднимаясь вверх и с замедлением перемещаясь вперед. Периодическое приподнимание и опускание цепи, особенно при малом числе зубьев звездочки и повышенной скорости, вызывает колебания и неравномерное движение цепи.

Продифференцировав уравнения (1) и (2) по времени  $t$ , найдем ускорение  $i$  шарнира (звена) в направлениях  $X$  и  $Y$ :

$$i_x = \frac{dV_x}{dt} = -R \omega^2 \sin \beta; \quad (4)$$

$$i_y = \frac{dV_y}{dt} = -R \omega^2 \cos \beta. \quad (5)$$

Максимальное значение ускорения получим, подставив в формулы (4)

и (5)  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ;  $R \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{t_{\text{ц}}}{2}$ ;  $\pi^2 \cong 10$ :

$$i_{x \max} \cong \pm \frac{n^2 t_{\text{ц}}}{180}; \quad (6)$$

$$i_{y \max} \cong \pm \frac{n^2 R}{90}, \quad (7)$$

где  $t_{\text{ц}}$  – шаг пильной цепи, м.

В начальный момент соприкосновения шарнира цепи с зубом звездочки (за счет удара шарнира о зуб) ее движение из замедленного переходит в ускоренное. Происходит второй удар вследствие мгновенного изменения скорости движения цепи. Однако это ускорение будет вызывать продольный удар, не влияющий на характер контактирования цепи и шины. Максимальное значение скорости  $V'_y$  будет при  $\beta = \frac{\alpha}{2}$ .

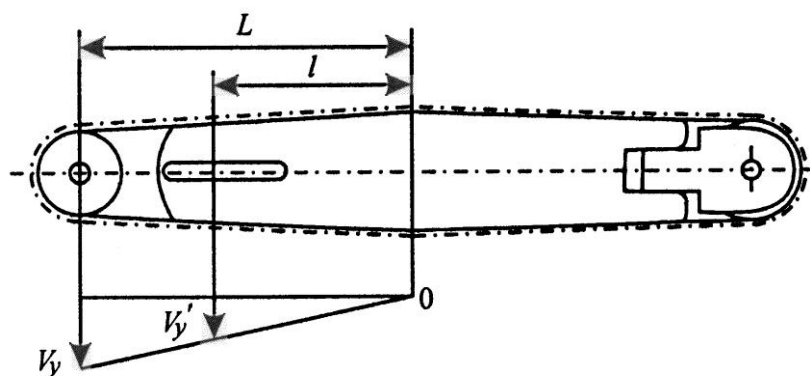


Рис. 2. Диаграмма скоростей колебания пильной цепи вследствие огибания ведущей звездочки

Рассматривая пильную цепь как жесткую нить, на бесконечно малом промежутке времени закрепленную в одной точке (рис. 2), в месте максимальной ширины пильной шины, можно определить скорость  $V'_y$  в интересующей нас точке контура по следующей формуле:

$$V'_y = \frac{V_y l}{L}, \quad (8)$$

где  $l$  – расстояние от места закрепления шины до рассматриваемой точки (центр шины), м;

$L$  – расстояние от рассматриваемой точки до оси ведущей звездочки, м.

Скорость  $V'_y$  в момент соприкосновения пильной цепи с шиной определим по формуле (3) при  $\beta = \frac{\alpha}{2}$ :

$$V_y = \frac{\pi n}{30} R \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (9)$$

Подставим (9) в (8):

$$V'_y = \frac{\pi n R l \sin \frac{\alpha}{2}}{30 L}. \quad (10)$$

По формуле (10) найдем скорость в момент удара при набегании пильной цепи на ведущую и ведомую звездочки, т. е. там, где не наблюдается увеличение скорости соударения за счет горизонтальной составляющей скорости пильной цепи.

Важным является устранение динамического воздействия пильной цепи на шину в местах сбегания со звездочки, так как вследствие действия инерционных сил траектория движения пильной цепи изменяется и звенья ударяют по шине с большей вертикальной скоростью.

Движение звена пильной цепи после его сбегания со звездочки осуществляется по касательной к начальной окружности под определенным углом к контуру шины (рис. 3). Поэтому вертикальная составляющая скорости соударения будет определяться также и скоростью  $V_x$ .

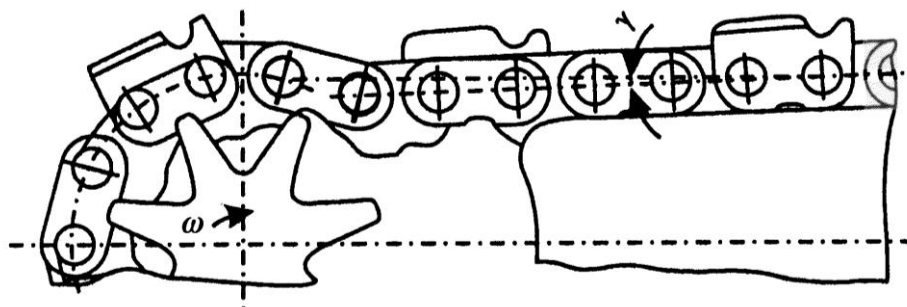


Рис. 3. Траектория пильной цепи при ее сбегании с ведущей звездочки

Для нахождения вертикальной составляющей скорости  $V_y''$  рассмотрим скорости  $V_x$  и  $V_y'$  относительно направляющей поверхности пильной шины:

$$V_y' = -V_x \sin \gamma + V_y'' \cos \gamma, \quad (11)$$

где  $\gamma$  – угол между направлением движения пильной цепи и контуром шины в месте соударения.

Подставив в формулу (11) значения  $V_x$  и  $V_y'$  из формул (2) и (10),

получим

$$V_y'' = \frac{\pi n R}{30} \times \left( \frac{l}{L} \sin \frac{\alpha}{2} \cos \gamma - \cos \frac{\alpha}{2} \sin \gamma \right). \quad (12)$$

Кинетическая энергия удара звена по шине

$$T = \frac{1}{2} m (V_y'')^2. \quad (13)$$

Подставим (12) в (13) и примем

$m = \frac{G}{q}$  (где  $G$  – вес звена цепи;  $q$  – ускорение силы тяжести). Тогда

$$T = \frac{G \pi^2 n^2 R^2 \left( \frac{l}{L} \sin \frac{\alpha}{2} \cos \gamma - \cos \frac{\alpha}{2} \sin \gamma \right)^2}{1800q}. \quad (14)$$

Введя коэффициент эксплуатации  $K_3$ , который учитывает влияние характера нагрузки, межосевого рас-

стояния, компоновки звездочек, способа регулировки натяжения, способа смазывания, режима работы [1], имеем

$$T = \frac{K_3 G \pi^2 n^2 R^2 \left( \frac{l}{L} \sin \frac{\alpha}{2} \cos \gamma - \cos \frac{\alpha}{2} \sin \gamma \right)^2}{1800q}. \quad (15)$$

В случае, когда пильная шина снабжена амортизатором, энергия удара уменьшается за счет потенциальной

энергии, затраченной на сжатие пружины амортизатора. Рассчитаем эту энергию:

$$\Pi_{(X)} = \int_{X_1}^{X_2} F_x dx = C \int_{X_1}^{X_2} X dx = \frac{C}{2} (X_2^2 - X_1^2), \quad (16)$$

где  $X_1$  – сжатие пружин амортизатора за счет предварительного натяжения пильной цепи;

$X_2$  – сжатие пружин амортизатора в процессе движения пильной цепи;

$C$  – жесткость пружин амортизатора.

Исходя из закона сохранения энергии, определим энергию соударения:

$$E = T - \Pi/2. \quad (17)$$

Положенное значение энергии сжатия пружины амортизатора принимается вследствие того, что он смягчает удар как у приводной, так и направляющей звездочек. Подставим  $T$  и  $\Pi$  из формул (15) и (16) в (17):

$$E = \frac{K_3 G \pi^2 n^2 R^2 \left( \frac{l}{L} \sin \frac{\alpha}{2} \cos \gamma - \cos \frac{\alpha}{2} \sin \gamma \right)^2 - 450 C q (X_2^2 - X_1^2)}{1800q}. \quad (18)$$

Определим удельную энергию удара, приходящуюся на 1 мм<sup>2</sup> площади контактирования звена с пильной шиной:

$$E_{уд} = \frac{K_s G \pi^2 n^2 R^2 \left( \frac{l}{L} \sin \frac{\alpha}{2} \cos \gamma - \cos \frac{\alpha}{2} \sin \gamma \right)^2 - 450 C q (X_2^2 - X_1^2)}{7200 b h}, \quad (19)$$

где 7200 – число контактирующих площадок одного звена;

$b$  – ширина площадки;

$h$  – длина площадки.

Динамическую силу удара вычислим по формуле

$$P_D = \frac{I_s}{\tau}, \quad (20)$$

где  $I_s$  – импульс силы,  $I_s = mV_y$ ;

$m$  – масса звена цепи;

$V_y$  – нормальная скорость соударения;

$\tau$  – продолжительность удара, с.

Подставим  $I_s$  в (20):

$$P_D = \frac{mV_y}{\tau}. \quad (21)$$

Частота соударений пильной цепи и шины

$$n_c = \frac{V}{t_{ц}}, \quad (22)$$

где  $V$  – скорость движения пильной цепи принимаем равной угловой скорости ведущей звездочки.

При скорости пиления  $V = 10$  м/с и шаге цепи  $t_{ц} = 10,26$  м частота соударений  $n_c = 975$  с<sup>-1</sup>.

Учитывая, что контакт пильной цепи и шины прерывистый, можно заключить, что давление в контакте будет определяться площадью опорных площадок пильной цепи и числом звеньев, контактирующих одновременно с шиной. Считая, что нагрузка распределяется между звеньями равномерно, давление в контакте определяется как отношение усилия надвигания к площади контакта цепи и шины. При усилии надвигания 250 Н среднее удельное давление для цепи ПЦУ-10,26 и шины УПА составит 0,35 МПа.

Максимальное значение давления можно рассчитать, установив закономерность распределения нагрузки по длине пильного агрегата. Характер этой нагрузки одинаков при работе как на валке, так и на раскряжке: реактивный отпор, действующий в плоскости реза, распределяется по длине пильной шины по закону треугольника, поэтому максимальное давление, действующее на пильную шину, будет равно 0,70 МПа, что в два раза больше, чем среднее в контакте.

При движении пильной цепи характер нагружения шины будет пульсирующим. Пульсирующий характер нагружения при движении в пропиле обусловлен прерывистостью направляющей поверхности звена, вследствие чего в течение промежутка времени  $\tau_1$  (время прохождения опорного участка звена) на шину действует усилие, затем (через время  $\tau_2$ ) нагрузка отсутствует. Для пильной цепи ПЦУ-10,26 и скорости движения 10 м/с значения  $\tau_1$  и  $\tau_2$  равны 0,0002 с.

Таким образом, с помощью полученных зависимостей можно определить силу и энергию удара звена по шине в процессе изнашивания, однако входящие в расчетную формулу величины (угол встречи звена пильной цепи и шины в момент удара, сжатие пружин амортизатора, продолжительность удара) весьма сложно рассчитать теоретически.

Кроме того, необходимо установить зону, на которой осуществляется удар, оценить возможность попадания абразива в зону трения, а также уточнить действующие в процессе эксплуатации нагрузки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учеб. для машиностроительных специальностей вузов. 11-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 2007. 408 с.

2. Моторный инструмент для лесозаготовок / А.П. Полищук [и др.]. М.: Лесн. пром-сть, 1970. 232 с.

3. Чайка Р.В. Исследование энергетических показателей процесса пиления цепными пильными аппаратами с различными типами шин // Лесосечные, лесоскладские работы и сухопутный транспорт леса: Межвуз. сб. научн. тр. Вып. VI. Л.: РИО ЛТА, 1977. С. 22–26.

4. Чайка Р.В. Построение рационального очертания полотна каплеобразной пильной шины // Лесосечные, лесоскладские работы и сухопутный транспорт леса: Межвуз. сб. научн. тр. Вып. 7. Л.: РИО ЛТА, 1978. С. 24–28.

5. Чайка Р.В., Сакало В.И. Влияние конструктивного исполнения полотна пильной шины на ее прочность // Лесосечные, лесоскладские работы и сухопутный транспорт леса: Межвуз. сб. научн. тр. Вып. 8. Л.: РИО ЛТА, 1979. С. 28–32.

*E.A. Pamfilov, A.N. Zaikin, G.N. Krivchenkova,  
G.A. Pilyushina*  
Bryansk State Academy of Engineering and  
Technology

**Basic Regularities for Loading Details of Sawing Devices of Logging Machinery**

The basic regularities for loading details of chainsaw devices of logging machinery are established under the interaction of a chain saw with a drive sprocket and a saw bar.

Keywords: sawing device, saw bar, chain saw.

---