

УДК 630*363.7

А. О. Германович, В. Н. Лой, С. П. Мохов, М. К. Асмоловский
Белорусский государственный технологический университет

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ РУБИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Для Республики Беларусь энергетическая проблема всегда остается актуальной, так как страна практически не располагает запасами топливных полезных ископаемых. В среднем за год в стране потребляется энергии в эквиваленте более 30 млн. т условного топлива и только около 15% покрывается собственными ресурсами. Ежегодно свыше 3 млрд. долл. США расходуется из бюджета страны на закупку недостающих энергоресурсов и электроэнергии, что составляет более 30% в объеме всего импорта республики и делает нашу экономику уязвимой и зависимой от внешних поставщиков. Поэтому выходом из сложившегося положения может стать многовекторный подход к получению энергии на основе альтернативных источников путем использования атомной, ветровой, солнечной, водяной энергии и более эффективного использования в энергетических целях биомассы в виде низкокачественной древесины и древесных отходов деревообрабатывающих производств. Опыт многих стран, и прежде всего скандинавских, широко использующих древесное сырье для производства энергии, подтверждает высокую эффективность такого биоэнергетического направления, являющегося хорошим альтернативным способом получения энергии. Вовлечение в переработку древесных отходов, остающихся на лесосеке при рубках главного пользования, а также древесины, получаемой при рубках ухода за лесом, привело к созданию мобильных систем машин для заготовки топливной щепы непосредственно на лесосеке.

Ключевые слова: автономный двигатель, мощность, рубильная машина, щепа, энергия.

A. O. Hermanovich, V. N. Loy, S. P. Mokhov, M. K. Asmolovsky
Belarusian State Technological University

METHODS OF DETERMINING OF THE CHIPPER ENERGY CONSUMPTION

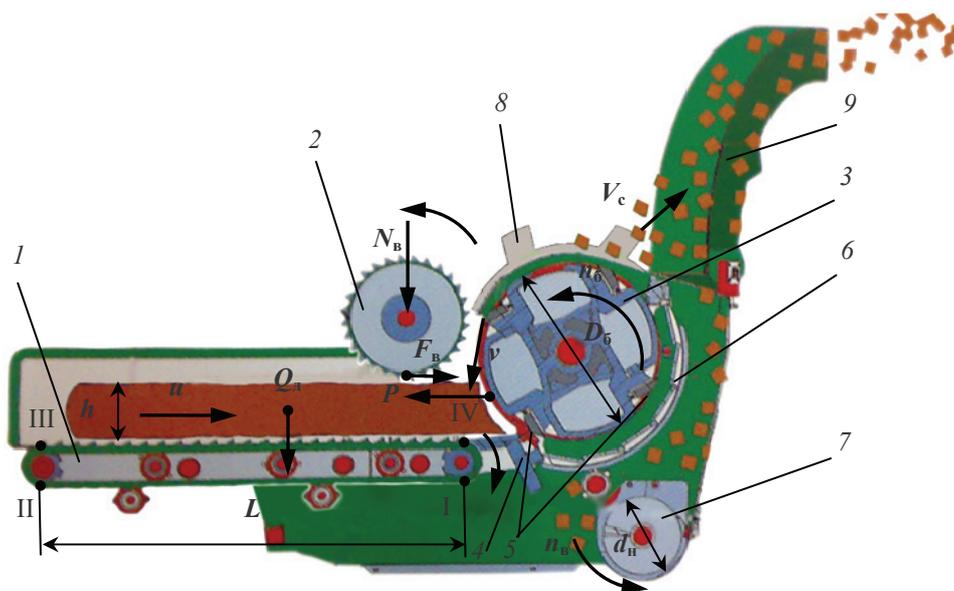
For the Republic of Belarus the energy problem is always relevant of current interest, as the country has almost no reserves of fuel minerals resources. In average the country consumed energy equivalent to more than 30 mln. tons of standard fuel, annually and only about 15% is covered by its own resources. Every year more than 3 bln. US dollars are spent from the national budget for the purchase of the missing energy and electricity, which is more than 30% in the volume of total imports of the republic and makes our economy vulnerable and dependent on external suppliers. Therefore, the way out of this situation could be a multi-pronged approach to energy production through alternative sources by the use of nuclear, wind, solar, water energy and more efficient use of biomass for energy purposes in the form of low-grade wood and wood waste from wood processing industries. The experience of many countries, especially the Scandinavian ones widely using wood raw material for energy production, confirms the high efficiency of the bioenergy direction, which is a good alternative way of obtaining energy. Involvement in the processing of wood waste remaining on the cutting area during final felling, as well as wood, obtained by thinning the forest, has led to the creation of mobile systems of machines for harvesting fuel wood chips directly on the cutting area.

Key words: autonomous engine, power, chipper, chips, energy.

Введение. Переработка лесозаготовительных отходов мобильными рубильными машинами является одной из наиболее доступных и в то же время эффективных технологий получения древесного топлива в виде щепы. Мобильная рубильная машина представляет сложную конструкцию взаимосвязанных между собой узлов и механизмов.

Основная часть. Основным элементом машины является рубильная установка (рисунок), благодаря которой из древесного сырья получается щепа. Так, древесное сырье загружается на подающий транспортер 1, уплотня-

ется прижимным вальцом 2 и подается к рубильному барабану 3, где посредством контроножа 4, резцов 5 и сита 6 измельчается до нужных размеров в щепу. Полученная щепа при помощи винтового конвейера 7 перемещается к вентилятору 8, который и выдувает ее по щепопроводу 9 к месту складирования. Все эти механизмы рубильной установки через механические (барабан, вентилятор, винтовой конвейер) и гидравлические (подающий транспортер, прижимной валец) передачи приводятся в действие от силовой установки (двигателя) [1, 2, 3, 4].



Расчетная схема рубильной установки:

1 – подающий транспортер; 2 – прижимной валец; 3 – барабан; 4 – контрнож; 5 – резцы; 6 – сито;
7 – винтовой конвейер; 8 – вентилятор; 9 – щепопровод

Выбор основных параметров силовой установки в процессе проектирования рубильной машины определяет дальнейшую эффективность ее работы, связанную с производством щепы.

Энергетический расчет сводится к установлению мощности, расходуемой на выполнение операций рубильной установки. Мощность привода рубильной установки равна сумме потерь мощности (энергозатрат) в основных ее механизмах:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \quad (1)$$

где N_1 – мощность, затрачиваемая на привод подающего транспортера, Вт; N_2 – мощность, затрачиваемая на привод прижимного вальца, Вт; N_3 – мощность, затрачиваемая непосредственно на процесс измельчения древесного сырья в щепу, Вт; N_4 – мощность, затрачиваемая на привод винтового конвейера, Вт; N_5 – мощность, затрачиваемая на выброс щепы через щепопровод, Вт.

Подача древесного сырья в рубильную установку происходит при помощи подающего транспортера и прижимного вальца. В большинстве конструкций рубильных установок подающий транспортер располагается горизонтально либо под весьма небольшим углом. Условием передвижения тягового органа транспортера является усилие, необходимое для преодоления сил сопротивлений, которые препятствуют данному движению.

На расчетной схеме (рисунок) представлен транспортер, у которого обе ветви тягового органа, верхняя и нижняя, поддерживаются соответствующими опорами. Ведущее тяговое ко-

лесо находится справа, сортимент (древесное сырье) лежит на верхней ветви и движется вперед к тяговому колесу. Путь, проходимый тяговым органом, состоит из четырех участков, из них два прямолинейных: I-II и III-IV, и два криволинейных: II-III и IV-I.

Мощность, потребляемая транспортером, определяется по формуле (2) [5, с. 180]:

$$N_1 = \frac{(S_{IV} - S_I + P_3) \cdot u}{\eta_{зв} \cdot \eta_{п}}, \quad (2)$$

где S_{IV} – натяжение тягового органа в точке набегания его на ведущее звено, Н; S_I – натяжение тягового органа в точке сбегающего его с ведущего звена, Н; P_3 – сопротивление загрузки, Н; u – скорость подачи, м/с; $\eta_{зв}$ – коэффициент полезного действия (КПД) звездочки; $\eta_{п}$ – КПД передаточного механизма.

В процессе работы транспортера его тяговый орган загружается и разгружается, что вызывает появление дополнительных сопротивлений и увеличивает его натяжение. Сопротивление загрузки состоит в передаче усилия от тягового органа к древесному сырью. Перемещение древесного сырья на транспортере происходит вследствие трения между грузом (древесным сырьем) и тяговым органом, поэтому сопротивление загрузки равно силе трения [5, с. 178]:

$$P_3 = Q_d \cdot \mu, \quad (3)$$

где Q_d – вес древесного сырья, Н; μ – коэффициент трения между древесным сырьем и тяговым органом.

Натяжение тягового органа в точке сбегания его с ведущего звена S_1 , т. е. на участке I-II, соответствует монтажному натяжению S_0 [5, с. 176]:

$$S_1 = S_0. \quad (4)$$

Перед работой тяговый орган натягивают с силой S_0 , представляющей собой первоначальное, или монтажное, натяжение, создаваемое при помощи натяжного устройства. Для цепного транспортера с небольшим углом подъема монтажное натяжение определяется по условиям сдвига с места нижней ветви тягового органа с целью выбора слабины в шарнирах цепи [5, с. 179]:

$$S_0 = 1,2 \cdot q_1 \cdot \omega \cdot L, \quad (5)$$

где q_1 – вес тягового органа, отнесенного к 1 м длины прямолинейного участка, Н/м; ω – коэффициент сопротивления движению; L – длина прямолинейного участка, м.

Натяжение S_{IV} тягового органа в точке набегания его на ведущее звено определяется по формуле (6) [5, с. 179]:

$$S_{IV} = T_{IV} + S_0, \quad (6)$$

где T_{IV} – тяговое усилие в точке IV, Н.

Тяговое усилие в точке IV является тем усилием, которое необходимо приложить к тяговому органу для приведения его в движение и которое состоит из сопротивлений на прямолинейных и криволинейных участках пути тягового органа. Поэтому значение тягового усилия в точке IV, т. е. в точке набегания тягового органа на ведущую звездочку, будет наибольшим и будет равно сумме сопротивлений на трех (предшествующих) участках. После суммирования сопротивлений участков I-II, II-III и III-IV и приведения подобных членов тяговое усилие в точке IV будет определяться по формуле (7) [5, с. 176]:

$$T_{IV} = 2 \cdot q_1 \cdot \omega \cdot L + q_2 \cdot \omega \cdot L + C_k(q_1 \cdot \omega \cdot L + S_0), \quad (7)$$

где q_2 – вес древесного сырья, отнесенного к 1 м длины тягового органа, Н/м; C_k – коэффициент сопротивления направляющей звездочки.

В формуле (7) первый член ($2 \cdot q_1 \cdot \omega \cdot L$) представляет собой сопротивление движению самого тягового органа, коэффициент 2 указывает, что в расчет принята сумма длин обеих ветвей, нижней и верхней, тягового органа; второй член ($q_2 \cdot \omega \cdot L$) является сопротивлением движению перемещаемого древесного сырья (сопротивление трения). Третий член, с коэффициентом C_k , представляет собой сопротивление направляющей звездочки.

Современные высокопроизводительные рубильные машины имеют в качестве механизма подачи не только транспортер, но и прижимной валец. Прижимной валец может работать как в паре с приводным или с неприводным вальцом, так и без него. Мощность, необходимая для реализации процесса подачи древесного сырья при помощи прижимного вальца, определяется по формуле (8) [5, с. 466]:

$$N_2 = \frac{T \cdot u}{\eta_{пв}}, \quad (8)$$

где T – усилие, необходимое для подачи древесного сырья, Н; $\eta_{пв}$ – КПД передачи от привода к прижимному вальцу.

Для того чтобы подать древесное сырье к рубильному барабану при помощи вальца, необходимо приложить к нему такое усилие, которое будет больше сопротивления от трения (создаваемого на поверхности опор и вальцов весом древесного сырья и самого прижимного вальца) и от сил резания. Усилие, необходимое для подачи древесного сырья, определяется по формуле (9) [5, с. 463]:

$$T = P_p + F_b, \quad (9)$$

где P_p – сопротивление от сил резания, численно равное усилию резания на рубильном барабане, Н; F_b – сила трения на поверхности вальцов, Н.

Сила трения на поверхности вальцов определяется по формуле (10) [5, с. 463]:

$$F_b = z \cdot N_b \cdot \mu_b \cdot k, \quad (10)$$

где z – число приводных вальцов; N_b – суммарное усилие прижимного вальца, равное общему весу древесного сырья и прижимного вальца, Н; μ_b – коэффициент сопротивления движению древесного сырья по вальцу; k – коэффициент запаса.

Мощность, затрачиваемая на процесс измельчения древесного сырья в щепу, определяется по формуле (11) [5, с. 505]:

$$N_3 = \frac{P \cdot (1 + \mu_6) \cdot v}{\eta}, \quad (11)$$

где P – усилие резания на рубильном барабане, Н; μ_6 – коэффициент трения древесины о барабан; v – скорость резания, м/с; η – КПД передаточного механизма.

Скорость резания рубильного барабана [5, с. 56]:

$$v = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60}, \quad (12)$$

где D_6 – диаметр окружности резания барабана, м; n_6 – число оборотов барабана, об/мин.

Для получения щепы в рубильных машинах применяется вид резания в торец. В процессе резания к рецу прикладывается усилие P , величина которого зависит от сопротивления резанию. Значение сопротивления резанию рассчитать довольно сложно, так как оно определяется взаимосвязанными различными факторами, зависящими от формы реза, строения и физико-механических свойств древесины. В процессе измельчения резец внедряется в древесину и снимает передней режущей кромкой слой древесины, тем самым разрушает древесину, отделяя от ее общей массы частицу щепы. Одновременно резец давит на эту частицу и деформирует ее. С увеличением глубины внедрения давление на слой древесины возрастает, и под влиянием упругой деформации частица щепы отделяется от основной массы древесины, при дальнейшем внедрении отделяется следующий элемент щепы. Усилие резания P , которое приложено к рецу, в процессе измельчения древесины изменяется. Оно достигает максимума при внедрении на глубину и падает до наименьшего значения в момент отделения частицы щепы от основной массы древесины. Такое изменение усилий резания является основной причиной вынужденных колебаний рубильной установки [6, 7]. По своей абсолютной величине усилие на резе равно равнодействующей всех сил сопротивления резанию, действующих на резец со стороны древесины (усилие на лезвии реза, нормальное давление и сила трения на передней и задней гранях реза).

При получении щепы надвигание производится одновременно с резанием, поэтому усилие резания на рубильном барабане можно определить по формуле Денфера [5, с. 503]:

$$P = K_y \cdot b \cdot h \cdot \frac{u}{v}, \quad (13)$$

где K_y – коэффициент удельного сопротивления резанию, Н/мм^2 ; b – ширина среза измельчаемого древесного сырья, мм; h – высота среза измельчаемого древесного сырья, мм.

Коэффициент удельного сопротивления резанию K_y состоит из следующих коэффициентов: K_c , учитывающего угол резания; K_d – породе древесины; K_o – степень заострения режущих кромок реза; K_e – влияние толщины щепы на сопротивление резанию; K_b – влияние влажности древесины на сопротивление резанию [5, с. 274]:

$$K_y = K_c \cdot K_d \cdot K_o \cdot K_e \cdot K_b. \quad (14)$$

В формуле усилия резания (13) $b \cdot h = F$ – это проекция площади среза, ее можно определить по размеру загрузочного окна с учетом его заполнения [5, с. 503], т. е.

$$F = b_1 \cdot h_1 \cdot k_3, \quad (15)$$

где b_1 и h_1 – ширина и высота загрузочного окна соответственно, мм; k_3 – коэффициент заполнения сечения окна, зависящий от плотности укладки измельчаемого древесного сырья.

Усилие резания по формуле Денфера получается весьма приближенным вследствие применения множества коэффициентов, которые снижают точность расчетного значения [8, 9]. По этой причине при проведении исследовательских расчетов по определению мощности привода рубильной установки для получения более точных значений необходимо использовать экспериментальные значения усилий резания.

Для перемещения щепы к механизму ее выброса в рубильных установках применяются винтовые конвейеры. В винтовых конвейерах перемещение груза осуществляется с помощью винта, сообщаящего при своем вращении поступательное движение щепе, соприкасающейся с его винтовой поверхностью.

Мощность привода горизонтального винтового конвейера, Вт , рассчитывается по формуле (16) [10, с. 48]:

$$N_4 = \frac{P_b \cdot g \cdot \rho_{щ} \cdot l \cdot \gamma}{3600 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}, \quad (16)$$

где P_b – производительность винтового конвейера, $\text{м}^3/\text{ч}$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; $\rho_{щ}$ – плотность щепы, $\text{кг}/\text{м}^3$; l – длина транспортирующего винта, м; γ – коэффициент сопротивления щепы при ее движении по желобу конвейера; η_1 – КПД привода винта; η_2 – КПД опор винта конвейера.

Плотность щепы определяется по формуле (17) [10, с. 17]:

$$\rho_{щ} = K \cdot \rho, \quad (17)$$

где K – коэффициент полноты древесины щепы; ρ – плотность древесины, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Производительность (18) винтового конвейера определяется по формуле [11, с. 473]:

$$P_b = \frac{60 \cdot \pi \cdot (d_n^2 - d_e^2) \cdot s \cdot n_b \cdot \psi}{4}, \quad (18)$$

где d_n – наружный диаметр винта, м; d_e – внутренний диаметр винта, м; s – шаг винта, м; n_b – частота вращения винта, мин^{-1} ; ψ – коэффициент заполнения желоба конвейера.

Для такого транспортируемого материала, как щепа, частота вращения винта конвейера определяется по эмпирической зависимости (19) [11, с. 474]:

$$n_b = \frac{60}{\sqrt{d_n}}. \quad (19)$$

В высокопроизводительных рубильных установках может быть от 2 до 4 винтовых конвейеров, поэтому мощность на их привод будет прямо пропорционально возрастать с увеличением их количества. К тому же применение большого количества винтовых конвейеров в рубильной установке ведет к сильному измельчению щепы (переизмельчению, крошению, истиранию) и соответственно снижению ее качества.

Удаление щепы из корпуса рубильной установки возможно при помощи вентилятора либо транспортера. Методика расчета энергозатрат привода выносного транспортера существенно не отличается от рассмотренной выше методики расчета подающего транспортера. Широкое распространение получил способ удаления щепы при помощи вентилятора за счет простоты конструкции, компактности и значительной высоты выброса.

При удалении щепы из рубильной установки вентилятором энергия затрачивается на подъем щепы из нижней части корпуса в его верхнюю часть, а также на создание кинетической энергии при сходе частиц с лопаток вентилятора. Величину расхода энергии на подъем щепы с учетом механического КПД оценивают коэффициентом, равным 1,3 по отношению к величине кинетической энергии, поэтому зависимость для определения мощности, затрачиваемой для привода вентилятора, выглядит следующим образом [12, с. 226]:

$$N_5 = \frac{1,3 \cdot e \cdot R_b \cdot \gamma_b \cdot V_c^2}{2 \cdot g \cdot 0,102}, \quad (20)$$

где e – весовые пропорции смеси щепы и воздуха; R_b – расход воздуха, м³/с; γ_b – плотность воздуха, кг/м³; V_c – средняя скорость схода щепы, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

Весовые пропорции смеси щепы и воздуха определяются по формуле (21) [12, с. 209]:

$$e = \frac{\Pi_c \cdot \rho}{R_b \cdot \gamma_b}, \quad (21)$$

где Π_c – производительность рубильной установки, м³/с; ρ – плотность измельченной древесины, кг/м³.

Производительность рубильной установки [12, с. 506]:

$$\Pi_c = b_1 \cdot h_1 \cdot k_3 \cdot u \cdot c_0, \quad (22)$$

где c_0 – коэффициент использования рубильной установки по времени.

Средняя скорость схода щепы [12, с. 219]:

$$V_c = \pi \cdot \frac{D_n - D_b}{2} \cdot \frac{n'_6}{60}, \quad (23)$$

где D_n – наружный диаметр лопаток вентилятора, м; D_b – внутренний диаметр лопаток венти-

лятора, м; n'_6 – угловая скорость вращения вентилятора, об/мин.

Расход воздуха определяется по формуле (24) [12, с. 208]:

$$R_b = S_{тр} \cdot V_b, \quad (24)$$

где $S_{тр}$ – площадь сечения щепопровода, м²; V_b – скорость воздуха, м/с.

Скорость воздуха определяется по следующему выражению [12, с. 215]:

$$V_b = (1,5-2,0) \cdot V_s, \quad (25)$$

где V_s – скорость витания, м/с.

Скорость витания определяется по формуле (26) [12, с. 215]:

$$V_s = 3,7 \times \sqrt{\frac{(1,24 \cdot \sqrt[3]{a_{щ} \cdot b_{щ} \cdot l_{щ}}) \cdot \rho}{0,54 + 0,447 \cdot (1,24 \cdot \sqrt[3]{a_{щ} \cdot b_{щ} \cdot l_{щ}}) / D_{тр}}} \cdot \gamma_b} \times \left(1 - \left[\frac{(1,24 \cdot \sqrt[3]{a_{щ} \cdot b_{щ} \cdot l_{щ}})}{D_{тр}}\right]^2\right), \quad (26)$$

где $a_{щ}$, $b_{щ}$, $l_{щ}$ – размеры щепы, м; $D_{тр}$ – диаметр трубы щепопровода, м.

В случае такого конструктивного исполнения рубильной установки, когда вентилятор находится на одном валу с рубильным барабаном, их угловые скорости будут равны. Параметры воздушного потока зависят от скорости вращения барабана, а также от конструктивных особенностей рубильной установки, щепопровода и наличия рециркуляции воздуха. При увеличении числа оборотов барабана (вентилятора) основные параметры воздушного потока возрастают, а следовательно, увеличивается расход энергии и мощность на вентиляцию, что, в свою очередь, сказывается на общем удельном расходе энергии на измельчение древесного сырья в щепу.

Для механизированной загрузки древесного сырья в рубильную установку в мобильных рубильных машинах применяются гидроманипуляторы, привод гидросистемы которой осуществляется от двигателя базового шасси. Еще одним из источников потребления энергии двигателя являются движители мобильной рубильной машины, которые расходуют энергию на передвижения самой машины. Методики обоснования энергетических параметров шасси и гидроманипулятора достаточно изучены и отражены в работах [13, 14, 15].

Заключение. С использованием методики определения энергетических параметров привода рубильной установки можно также рассчитать основные конструкционные параметры (длину подающего транспортера L ; число при-

водных вальцов z ; диаметр барабана D_6 ; ширину и высоту загрузочного окна рубильной установки b_1 и h_1 соответственно; длину винтового конвейера l ; внутренний и наружный диаметры, шаг винта винтового конвейера d_n , d_b , s соответственно; площадь сечения щепопровода $S_{тр}$; на-

ружный и внутренний диаметры лопаток вентилятора D_n , D_b) механизмов рубильной установки, основываясь на скоростных режимах работы и показателях энергозатрат их привода в зависимости от размерных и физико-механических свойств измельчаемого древесного сырья.

Литература

1. Германович А. О. Обоснование параметров мобильной рубильной машины на базе многофункционального шасси для производства топливной щепы: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01. Минск, 2015. 26 с.
2. Лой В. Н., Германович А. О. Влияние различных характеристик древесного сырья на энергонасыщенность рубильной машины // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 21–24.
3. Германович А. О., Лой В. Н. Выбор мощности автономного двигателя рубильной машины // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 17–18 нояб. 2011 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. Могилев, 2011. С. 145.
4. Влияние характеристик древесного сырья на энергозатраты рубильной машины с верхним выбросом щепы / А. О. Германович [и др.] // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 19–22 апр. 2012 г.: в 2 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. Могилев, 2012. Ч. 2. С. 13–14.
5. Рахманов С. И., Гороховский К. Ф. Машины и оборудование лесоразработок. М.: Лесная пром-сть, 1967. 532 с.
6. Германович А. О. Динамическая модель работы мобильной рубильной машины // Автомобиль и электроника. Современные технологии. 2013. № 2 (5). С. 75–78.
7. Жуков А. В. Теория лесных машин: учеб. пособие для вузов. Минск: БГТУ, 2001. 640 с.
8. Бершадский А. Л., Цветаева Н. И. Резание древесины. Минск: Вышэйшая школа, 1975. 303 с.
9. Facello A., Cavallo E., Spinelli R. Chipping machines: disc and drum energy requirements // Journal of agricultural engineering. 2013. Vol. XLIV (s2): e75. P. 378–380.
10. Глебов И. Т. Подъемно-транспортные машины отрасли. Оборудование и методы решения задач по механическому транспорту деревообрабатывающих предприятий: метод. указ. Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. 51 с.
11. Таубер Б. А. Подъемно-транспортные машины: учеб. для вузов. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Экология, 1991. 528 с.
12. Вальщиков Н. М. Рубительные машины: учеб. для вузов. СПб.: Машиностроение, 1970. 328 с.
13. Арико С. Е. Обоснование параметров валочно-сучкорезно-раскряжевой машины для рубок промежуточного лесопользования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01. Минск, 2012. 25 с.
14. Бычек А. Н. Обоснование параметров бесчokerной трелевочной машины на базе трактора МТЗ-82: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01. Минск, 2000. 20 с.
15. Пищов С. Н. Применение движителя комбинированного типа для повышения тягово-сцепных свойств лесных погрузочно-транспортных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01. Минск, 2008. 20 с.

References

1. Hermanovich A. O. *Obosnovanie parametrov mobil'noy rubil'noy mashiny na baze mnogo-funktional'nogo shassi dlya proizvodstva toplivnoy shchepy: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Parameters substantiation of mobile chipper based on multifunctional chassis for wood chips production: Abstract of thesis PhD (Engineering)]. Minsk, 2015. 26 p.
2. Loy V. N., Hermanovich A. O. Effect of various characteristics of raw wood on energy saturation of the chipper. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 20–23 (In Russian).
3. Hermanovich A. O., Loy V. N. Selection of power independent engine chipper. *Novye materialy, oborudovanie i tehnologii v promyshlennosti: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferentsii molodyh uchenykh* [New materials, equipment and technologies in the industry: materials of the International scientific and technical conference of young scientists]. Mogilev, 2011. Pp. 145 (In Russian).
4. Hermanovich A. O., Loy V. N., Ariko S. E., Golyakevich S. A. Influence of characteristics of wood raw material to the energy chipper with overhead discharge chips. *Materialy, oborudovanie*

i resursosberegajushhie tehnologii: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii [Materials, equipment and resource-saving technologies: materials of the International scientific and technical conference]. Mogilev, 2012, part 2. Pp. 13–14 (In Russian).

5. Rakhmanov S. I., Gorokhovskiy K. F. *Mashiny i oborudovanie lesorazrabotok* [Machinery and equipment lumbering]. Moscow, Lesnaya prom-st' Publ., 1967. 532 p.

6. Hermanovich A. O. The dynamic model of the mobile chipper. *Avtomobil' i elektronika. Sovremennye tekhnologii* [Car and electronics. Modern technology], 2013, no. 2 (5), pp. 75–78 (In Russian).

7. Zhukov A. V. *Teoriya lesnykh mashin* [The theory of forest machines]. Minsk, BGTU Publ., 2001. 640 p.

8. Bershadskiy A. L., Tsvetaeva N. I. *Rezanie drevesiny* [Wood cutting]. Minsk, Vysheyschaya shkola Publ., 1975. 303 p.

9. Facello A., Cavallo E., Spinelli R. Chipping machines: disc and drum energy requirements. *Journal of agricultural engineering*, 2013, vol. XLIV (s2): e75, pp. 378–380.

10. Glebov I. T. *Pod'emno-transportnye mashiny otrasli. Oborudovanie i metody resheniya zadach po mekhanicheskomu transportu derevoobrabatyvayushchikh predpriyatij* [Handling machinery industry. Equipment and methods for solving problems in mechanical wood processing enterprises transport]. Ekaterinburg, UGLTU Publ., 2008. 51 p.

11. Tauber B. A. *Pod'emno-transportnye mashiny* [Handling machinery]. Moscow, Ekologiya Publ., 1991. 528 p.

12. Val'shchikov N. M. *Rubitel'nye mashiny* [Chippers]. St. Petersburg, Mashinostroenie Publ., 1970. 328 p.

13. Ariko S. E. *Obosnovanie parametrov valochno-suchkorezno-raskrzazhevochnoy mashiny dlja rubok promezhutochnogo lesopol'zovaniya: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Justification harvester parameters for intermediate forest cuttings: abstract of thesis PhD (Engineering)]. Minsk, 2012. 25 p.

14. Bychek A. N. *Obosnovanie parametrov beschokernoy trelevochnoy mashiny na baze traktora MTZ-82: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Justification settings beschokernoy skidder on the basis of MTZ-82: abstract of thesis PhD (Engineering)]. Minsk, 2000. 20 p.

15. Pishchov S. N. *Primenenie dvizhitelya kombinirovannogo tipa dlya povysheniya tyagovo-stsepnikh svoystv lesnykh pogruzochno-transportnykh mashin: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [The use of propeller type combined to enhance traction characteristics of forest cargo transport vehicles: abstract of thesis PhD (Engineering)]. Minsk, 2008. 20 p.

Информация об авторах

Германович Александр Олегович – кандидат технических наук, ассистент кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: germanovich@belstu.by

Лой Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент, декан факультета технологии и техники лесной промышленности. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: tlp@belstu.by

Мохов Сергей Петрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: lmitlz@belstu.by

Асмоловский Михаил Корнеевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры лесных культур и почвоведения. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: asmika59@mail.ru

Information about the authors

Hermanovich Alexander Olegovich – PhD (Engineering), Assistant of the Department of Forestry Machinery and Logging Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: germanovich@belstu.by

Loy Vladimir Nikolaevich – PhD (Engineering), Associate Professor, Dean of the Forestry Engineering and Wood Technology Faculty. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: tlp@belstu.by

Mokhov Sergey Petrovich – PhD (Engineering), Associate Professor, Head of the Department of Forestry Machinery and Logging Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: lmitlz@belstu.by

Asmolovskiy Mikhail Korneevich – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor of the Department of Forest Plantations and Soil Science. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: asmika59@mail.ru

Поступила 10.11.2016