

УДК 630\*32

**В. А. Александров, О. Н. Бурмистрова, Н. Р. Шоль**

## **О НАГРУЖЕННОСТИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ В РЕЖИМЕ ПЕРЕОРИЕНТИРОВАНИЯ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ**

*Исследована динамика переходного процесса силовой установки при переориентации ходовой системы в режиме стопорения валочно-пакетирующей машины при разборе завалов леса. На основе решения уравнений Лагранжа II рода получена зависимость момента в упругой связи привода от угловой скорости перед началом стопорения машины. Подстановка численных значений параметров показала рост динамического момента в упругой связи привода от 20,5 до 600 Н·м в зависимости от угловой скорости перед стопорением и жесткости упругих связей. Нагрузки свыше 300 Н·м приводят к снижению частоты вращения коленчатого вала силовой установки ниже предельно допустимого уровня вплоть до полной остановки двигателя.*

**Ключевые слова:** математическая модель, разбор завалов леса, нагруженность силовой установки, перенесение ходовой системы, вывешенный корпус.

**Введение.** В настоящее время механизация разбора леса после ветровала продолжает оставаться одной из важнейших нерешенных задач.

При разборе завалов леса валочно-пакетирующие машины будут работать в экстремальных условиях не только при движении по захламленной лесосеке, но и при оперировании с предметом труда – вырванными с корнями деревьями или обломами деревьев, поэтому на первый план выступает задача оценки возможности использования этих машин на разборе завалов, прежде всего, с позиций нагруженности.

Работа валочно-пакетирующей машины при разборе завалов сопровождается дополнительными операциями [1], такими как:

- перевод ствола облома в вертикальное положение поворотом захватно-срезающего устройства «снизу – вверх»;
- вытаскивание обломанного или вырванного с корнем дерева из завала стрелой или рукоятью или одновременным включением обеих;
- преодоление препятствий при технологических переездах методом «вывешивания машины»;
- переориентирование ходовой системы в вывешенном положении относительно корпуса.

В случае переориентирования ходовой системы динамическая нагруженность силовой установки валочно-пакетирующей машины существенно возрастает, что определяет актуальность темы исследования.

**Цель работы** – аналитическое решение задачи возрастания динамической нагрузки на привод валочно-пакетирующей машины в режиме переориентирования ходовой системы в вывешенном положении относительно корпуса.

**Решаемые задачи:**

- 1) построение эквивалентной схемы механической системы валочно-пакетирующей машины в режиме переориентирования ходовой системы;
- 2) постановка математической задачи определения амплитуды колебаний и динамической нагрузки на привод валочно-пакетирующей машины в режиме переориентирования ходовой системы;
- 3) решение системы полученных дифференциальных уравнений;
- 4) оценка результатов решения задачи на основе подстановки численных значений параметров валочно-пакетирующей машины в режиме переориентирования ходовой системы.

**Решение задачи.** Кинематическая схема валочно-пакетирующей машины в режиме переориентирования ходовой системы относительно вывешенного корпуса приведена на рис. 1, а. На основе кинематической схемы валочно-пакетирующей машины составлена расчетная эквивалентная схема механической системы (рис. 1, б) [2, 3].

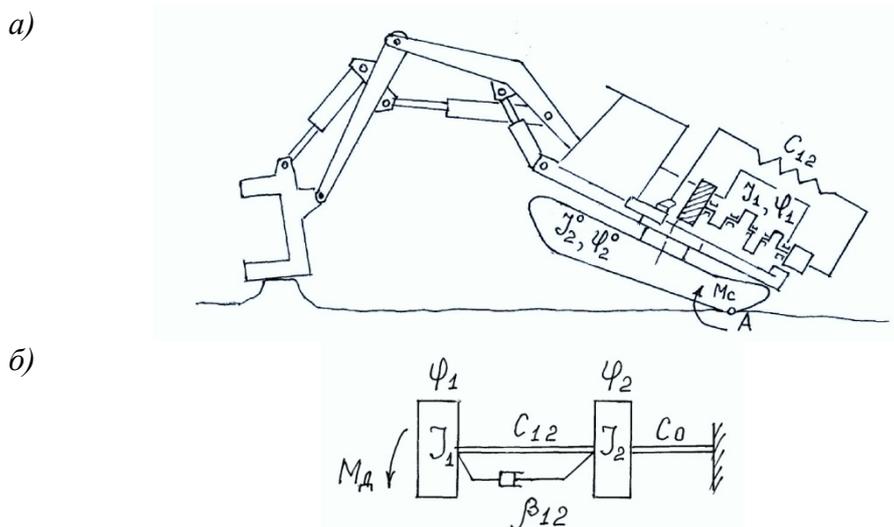


Рис. 1. Расчетные схемы механической системы:  
а – исходная; б – эквивалентная

Для достижения цели использована вариационная постановка задачи динамики привода валочно-пакетирующей машины на основе уравнения Лагранжа II рода.

Для вычисления функции Лагранжа определяются:

- кинетическая энергия системы  $T = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2$ ;
- потенциальная энергия системы  $\Pi = \frac{1}{2} C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_0 \varphi_2^2$ ;
- диссипативная функция Рэля  $\Phi = \frac{1}{2} \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2$ .

В соответствии с уравнением Лагранжа II рода получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_d; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + C_0 \varphi_2 + M_c &= \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2). \end{aligned} \quad (1)$$

После умножения уравнений системы (1) соответственно на  $I_1$  и  $I_2$  и последующего сложения запишем

$$I_2 I_1 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \beta_{12} (I_1 + I_2) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (I_1 + I_2) (\varphi_1 - \varphi_2) - I_1 C_0 \varphi_2 = I_2 M_d + I_1 M_c. \quad (2)$$

Разделив на  $I_1 I_2$  уравнение (2) и добавив к нему второе уравнение системы (1), получим систему

$$\begin{aligned} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \frac{\beta_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 I_2} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{C_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 I_2} (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{C_0 \varphi_2}{I_2} &= \frac{M_d}{I_1} + \frac{M_c}{I_2}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + C_0 \varphi_2 + M_c &= \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2). \end{aligned} \quad (3)$$

Из первого уравнения системы (3) выразим  $\varphi_2$  и  $\ddot{\varphi}_2$

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \frac{I_2}{C_0} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \frac{\beta_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 C_0} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{C_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 C_0} (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{I_2 M_d}{I_1 C_0} - \frac{M_c}{C_0}, \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{I_2}{C_0} (\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + \frac{\beta_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 C_0} (\varphi_1^{III} - \varphi_2^{III}) + \frac{C_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 C_0} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2). \end{aligned}$$

Полученные значения  $\varphi_2$  и  $\ddot{\varphi}_2$  подставим во второе уравнение системы (3)

$$\begin{aligned} \frac{I_2^2}{C_0} (\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + \frac{\beta_{12} (I_1 + I_2) I_2}{I_1 C_0} (\varphi_1^{III} - \varphi_2^{III}) + \frac{I_2 C_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 C_0} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + I_2 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \\ + \frac{\beta_{12} (I_1 + I_2)}{I_1} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{C_{12} (I_1 + I_2)}{I_1} (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{I_2 M_d}{I_1} &= \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2). \end{aligned}$$

Преобразуя полученное уравнение, получим

$$\begin{aligned} (\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + \frac{\beta_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 I_2} (\varphi_1^{III} - \varphi_2^{III}) + \frac{[C_{12} (I_1 + I_2) + I_1 C_0]}{I_1 \cdot I_2} (\varphi_1^{II} - \varphi_2^{II}) + \\ + \frac{C_0 \beta_{12}}{I_1 I_2} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{C_{12} C_0}{I_1 I_2} (\varphi_1 - \varphi_2) &= \frac{M_d C_0}{I_1 I_2}. \end{aligned}$$

Обозначим:

$$A = \frac{\beta_{12} (I_1 + I_2)}{I_1 I_2}; \quad B = \frac{[C_{12} (I_1 + I_2) + I_1 C_0]}{I_1 \cdot I_2}; \quad C = \frac{C_0 \beta_{12}}{I_1 I_2}; \quad D = \frac{C_{12} C_0}{I_1 I_2}; \quad E = \frac{M_d C_0}{I_1 I_2}.$$

Тогда окончательно имеем:

$$(\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + A \cdot (\varphi_1^{III} - \varphi_2^{III}) + B \cdot (\varphi_1^{II} - \varphi_2^{II}) + C \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + D \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = E. \quad (4)$$

Уравнение (4) является неоднородным и его решение складывается из частного решения  $\theta_1$  и решения однородного уравнения  $\theta_2$ :

$$\theta = \theta_1 + \theta_2.$$

Частное решение  $\theta_2$  представляет собой приведенную статическую деформацию упругой связи  $C_{12}$ , то есть

$$\theta_2 = E / D.$$

Введя новую переменную  $\theta_1 = (\varphi_1 - \varphi_2) - E / D$ , получим однородное дифференциальное уравнение вида

$$\theta_1^{IV} + A \cdot \theta_1^{III} + B \cdot \theta_1^{II} + C \cdot \dot{\theta}_1 + D \cdot \theta_1 = 0. \quad (5)$$

Его характеристическое уравнение будет

$$\psi^4 + A \cdot \psi^3 + B \cdot \psi^2 + C \cdot \psi + D = 0. \quad (6)$$

Уравнение (6) имеет две пары комплексно-сопряженных корней с отрицательными вещественными частями [1]

$$\psi_{1,2} = -\alpha \pm ik; \psi_{3,4} = -\beta \pm in. \quad (7)$$

Решением однородного уравнения (6) будет

$$\theta_1 = e^{-\alpha t} (C_1 \cos kt + C_2 \sin kt) + e^{-\beta t} (C_3 \cos nt + C_4 \sin nt). \quad (8)$$

Начальными условиями для режима стопорения механической системы будут:

$$\theta_1 \Big|_{t=0} = 0; \dot{\theta}_1 \Big|_{t=0} = \dot{\varphi}_{20}; \ddot{\theta}_1 \Big|_{t=0} = 0; \ddot{\theta}_1 \Big|_{t=0} = 0 \quad (9)$$

Вычисляя соответствующие производные и подставляя начальные условия, получим выражения для нахождения постоянных  $C_1 \dots C_4$  [1]:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{2\dot{\varphi}_{20}[(\alpha n^2 - \beta k^2) + 3\alpha\beta(\alpha - \beta)]}{[(k^2 - n^2)^2 + 2(k^2 + n^2)(\beta - \alpha)^2 + (\beta - \alpha)^4]}; \\ C_2 &= \frac{\dot{\varphi}_{20}[(n^2 + \beta^2)^2 + n^2(\alpha^2 - k^2) - 3\beta(\alpha^2 + k^2) + 2\alpha\beta(\alpha^2 - 3k^2)]}{k[(k^2 - n^2)^2 + 2(k^2 + n^2)(\beta - \alpha)^2 + (\beta - \alpha)^4]}; \\ C_3 &= \frac{2\dot{\varphi}_{20}[(\beta k^2 - \alpha n^2) - 3\alpha\beta(\alpha - \beta)]}{[(k^2 - n^2)^2 + 2(k^2 + n^2)(\beta - \alpha)^2 + (\beta - \alpha)^4]}; \\ C_4 &= \frac{\dot{\varphi}_{20}[2\alpha\beta(\beta^2 - 3n^2) + k^2(\beta^2 - n^2) - 3\alpha^2(\beta^2 - n^2) + (\alpha^2 + k^2)^2]}{n[(k^2 - n^2)^2 + 2(k^2 + n^2)(\beta - \alpha)^2 + (\beta - \alpha)^4]}. \quad (10) \end{aligned}$$

В качестве примера рассмотрим изменение динамического момента в упругой связи привода в зависимости от угловой скорости перед началом стопорения валочно-пакетирующей машины при использовании конкретных численных данных.

Исходные данные:  $L = 8$  м;  $\dot{\varphi}_2^0 = 0,7$  с<sup>-1</sup>;  $i_{II} = 2243$ ;  $I_1 = 4,05$  кг·м<sup>2</sup>;  $I_2 = 0,065$  кг·м<sup>2</sup>;  $\beta_{12} = 0,34$  Н·м·с;  $C_{12} = 37611$  Н·м;  $C_0 = 59,63$  Н·м;  $M_d = M_{cm} = 367,81$  Н·м.

1. Определяем коэффициенты дифференциального уравнения:

$$A = 5,31 \text{ с}^{-1}; B = 6796,55 \text{ 1/с}^2; C = 77,015 \text{ 1/с}^3; D = 85194,45 \text{ 1/с}^4.$$

2. Находим частоты колебаний и коэффициенты затухания колебаний [4]:

$$\alpha = -\frac{A}{2A_0} = -\frac{5,31}{2 \cdot 1} = -2,655 \text{ с}^{-1}; \beta = -\frac{C}{2B} = -\frac{77,015}{2 \cdot 6796,55} = -0,0057 \text{ с}^{-1};$$

$$k = \frac{1}{2A_0} \cdot \sqrt{4A_0 \cdot B - A^2} = \frac{1}{2 \cdot 1} \cdot \sqrt{4 \cdot 1 \cdot 6796,55 - 5,31^2} = 82,398 \text{ с}^{-1};$$

$$n = \frac{1}{2B} \cdot \sqrt{4BD - C^2} = \frac{1}{2 \cdot 6796,55} \cdot \sqrt{4 \cdot 6796,55 \cdot 85194,45 - 77,015^2} = 3,54 \text{ с}^{-1}.$$

3. Вычисляем постоянные интегрирования, приняв  $\dot{\varphi}_{20} = 0,025$  с<sup>-1</sup>

$$C_1 = 0,0000081 \text{ рад}; C_2 = -0,000126 \text{ рад}; C_3 = -0,0000081 \text{ рад}; C_4 = 1,5835 \text{ рад}.$$

4. Находим амплитуды колебаний и динамическую нагрузку.

$$a_B = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} = \sqrt{0,0000081^2 + (-0,000126)^2} \cong 0,000126 \text{ рад};$$

$$a_H = \sqrt{C_3^2 + C_4^2} = \sqrt{(-0,0000081)^2 + 1,5835^2} \cong 1,5835 \text{ рад};$$

Так как отношение  $k/n > 10$ , то

$$M_{дин}^{доб} = C_{12}(a_B + a_H) = 376,11 \cdot (0,000126 + 1,5835) = 595,62 \text{ Н·м};$$

$$K_D = \frac{M_{дин}^{доб}}{M_{ст}} + 1 = \frac{595,62}{367,81} + 1 = 2,62.$$

На рис. 2 приведены графики зависимости добавочного динамического момента в упругой связи привода  $C_{12}$  в зависимости от угловой скорости перед началом стопорения.

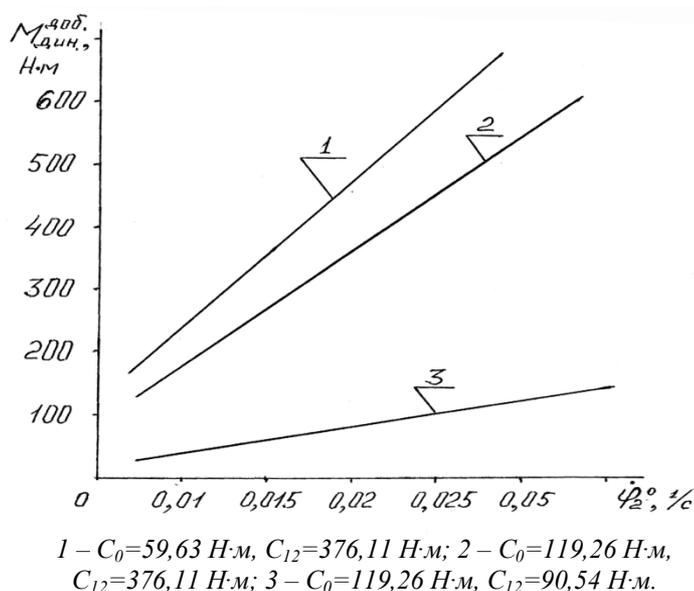


Рис. 2. Графики изменения добавочного динамического момента в упругой связи « $C_{12}$ » в зависимости от угловой скорости перед началом стопорения

**Выводы.** В результате анализа математической модели работы валочно-пакетирующей машины в режиме переориентирования ходовой системы в условиях разбора завалов леса составлена и решена система дифференциальных уравнений Лагранжа II рода.

В результате подстановки конкретных численных значений параметров работы валочно-пакетирующей машины установлен высокий уровень динамической нагрузки на силовую установку, который в зависимости от угловой скорости перед стопорением и жесткости упругих связей находится в диапазоне от 20,5 до 600 и более Н·м.

Выявлено, что нагрузки свыше 300 Н·м приводят к снижению частоты вращения коленчатого вала силовой установки ниже предельно допустимого уровня вплоть до полной остановки двигателя.

#### Список литературы

1. Александров, В. А. Основы проектирования лесозаготовительных машин и оборудования: учебное пособие / В. А. Александров, Н. Р. Шоль, Я. И. Шестаков, И. Н. Багаутдинов. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2007. – 348 с.
2. Александров, В. А. Моделирование технологических процессов лесных машин / В. А. Александров. – М.: Экология, 1995. – 256 с.

3. Проектирование системы ручного управления космических кораблей / Под ред. В. А. Климова. – М.: Машиностроение, 1978. – 141 с.

Статья поступила в редакцию 31.08.10.

*V. A. Alexandrov, O. N. Burmistrova, N. R. Sholl*

#### FELLING-BUNCHING MACHINE POWER PLANT LOADING IN THE MODE OF RUNNING GEAR REORIENTATION

*Dynamics of transient of power plant in the running system reorientation in the regime of plugging of a felling-and-bunching machine(FBM), while wood blockage unstacking, is researched. On the basis of solution of Langrange equation, dependence of the moment of drive spring linkage on the angular velocity before plugging of the machine is obtained. Parameters numerical values substitution showed the growth of dynamic moment in spring linkage of a drive in the range from 20,5 to more than 600 N-m, in relation to angular velocity towards plugging and spring linkage rigidity. The loads exceeding 300 N-m result in crankshaft rotation frequency reduction of the power plant below maximum allowed level up to full engine stoppage.*

**Key words:** *mathematical model, wood blockage unstacking, power plant loading, running gear displacement, hung-out body.*

---

*АЛЕКСАНДРОВ Валентин Александрович* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой проектирования специальных лесных машин Санкт-Петербургской государственной лесотехнической академии. Область научных интересов – теория и конструкция машин и оборудования отрасли. Автор 146 публикаций, в т. ч – 94 научных, 32 – авторские свидетельства и патенты.

E-mail: 2944218@mail.ru

*БУРМИСТРОВА Ольга Николаевна* – доктор технических наук, доцент, заведующая кафедрой технологии и машины лесозаготовок и прикладной геодезии Ухтинского государственного технического университета. Область научных интересов – технология и машины лесозаготовок, строительство лесных дорог. Автор 180 публикаций, в т. ч – 145 научных, 3 – авторские свидетельства и патенты.

E-mail: Oburmistrova@ugtu.net

*ШОЛЬ Николай Рихардович* – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой лесных, деревообрабатывающих машин и материаловедения Ухтинского государственного технического университета. Область научных интересов – теория и конструкция машин и оборудования отрасли. Автор 159 публикаций, в т. ч – 125 научных, 4 – авторские свидетельства и патенты.

E-mail: Nshol@ugtu.net