

И.А. Зверев, А.В. Трофимов

**ВЛИЯНИЕ СИСТЕМЫ ВЫРАВНИВАНИЯ ПЛАТФОРМЫ
НА НАГРУЖЕННОСТЬ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ
ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ
В ПРОЦЕССЕ ПОДТЯГИВАНИЯ**

Введение. Система выравнивания платформы является одним из наиболее распространенных конструктивных решений для адаптирования гусеничных валочно-пакетирующих машин (ВПМ) к заготовке древесины на склонах. Их использование позволяет увеличить предельный угол склона, на котором возможна эксплуатация ВПМ примерно в два раза, по сравнению с машиной «классической» компоновки [Andronov et al., 2021; McEwan et al., 2013]. Теоретические исследования подтверждаются и экспериментальными данными [Amishev, 2011; Visser et al., 2015], которые показали возможность работы ВПМ, оснащенных системами выравнивания платформы, на склонах с углом порядка 30°.

На практике, при проведении заготовки древесины на склонах, уклон местности не является величиной постоянной. На отдельных участках могут встречаться перепады высот, обособленные неровности и другие препятствия. В таких случаях опытными операторами ВПМ могут использоваться специфические технологические приемы, например, вывешивание ходовой системы манипулятором [Бурмистрова и др., 2010; Шоль и др., 2005; Александров, Шоль, 2010] или переориентирование ходовой системы относительно вывешенного корпуса [Александров и др., 2010]. Еще одним характерным приемом является подтягивание машины манипулятором с целью увеличения тягового усилия и устойчивости на склоне. Суть приема заключается в наведении захватно-срезающего устройства (ЗСУ) на растущее дерево с его последующим надежным захватом рычагами. После чего осуществляется сокращение вылета манипулятора с одновременным приведением в действие гусеничного хода. Дерево для осуществления приема должно быть крупномерным и иметь якорную или мочковатую корневую систему. Такие требования необходимы, чтобы предотвратить случай вырывания дерева вместе с корневой системой в процессе подтягивания.

Исследование, проведенное в работе [Зверев и др., 2024] показало, что процесс подтягивания ВПМ сопровождается значительным по величине

добавочным динамическим моментом на силовой установке, что приводит к снижению частоты вращения коленчатого вала вплоть до полной остановки двигателя. При подтягивании машины на склоне с углом в 30° величина добавочного динамического момента на силовой установке составит $108,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а снижение частоты вращения коленвала произойдет на 465 мин^{-1} . Можно предположить, что внедрение в конструкцию машины системы выравнивания платформы может привести к снижению динамической нагрузки на силовую установку. Снижение нагрузки можно объяснить тем, что подтягивание осуществляется не всей машины одновременно, а последовательно кабины оператора с отсеком силовой установки и гусеничного движителя. Выдвинутая гипотеза частично подтверждается результатами исследования по определению динамической нагруженности ВПМ в похожем на рассматриваемый прием процессе вывешивания ходовой системы. В работе [Александров и др., 2021] доказано, что снижение добавочного динамического момента на ВПМ, оснащенную системой выравнивания, в процессе вывешивания ходовой системы произойдет на $187,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$, по сравнению с машиной «классической» компоновки.

Провести исследование по определению добавочной динамической нагрузки на силовую установку и сопоставить полученные результаты с данными для машины «классической» компоновки является актуальной задачей.

Цель исследования – разработать математическую модель, позволяющую определять величину добавочной динамической нагрузки на силовую установку в процессе подтягивания ВПМ, оснащенной системой выравнивания платформы, при заготовке древесины на склонах. Сопоставить полученные значения с результатами для машины «классической» компоновки.

Материалы и методика исследования. Для исследования нагруженности силовой установки разработаны две расчетные схемы динамической системы: исходная (рис. 1, *a*) и эквивалентная (рис. 1, *b*).

Принятые обозначения:

J_1 – приведенный момент инерции коленчатого вала, маховика, сцепления и шестерен гидронасоса;

J_2 – приведенный к коленчатому валу момент инерции кабины оператора и технологического оборудования ВПМ;

J_3 – приведенный к коленчатому валу момент инерции опорной платформы и ходовой системы ВПМ;

φ_1, φ_2 и φ_3 – обобщенные координаты масс с моментами инерции J_1, J_2 и J_3 соответственно;

P – усилие на штоке гидроцилиндра привода рукоятки;

r – плечо силы P ;

- C_r – приведенная жесткость гидropередачи привода рукояти;
 C_{12} – приведенная крутильная жесткость коленчатого вала, гидropередачи и металлоконструкции манипулятора;
 C_{23} – приведенная к коленчатому валу жесткость привода системы выравнивания платформы;
 M_d – крутящий момент на коленчатом валу, отбираемый для привода гидронасоса;
 M_c – приведенный момент сопротивления;
 G_k – сила тяжести корпуса ВПМ;
 G_o – сила тяжести опорной платформы и ходовой системы ВПМ;
 h_k – расстояние от центра тяжести корпуса ВПМ до последней контактной точки опорного катка;
 h_o – расстояние от центра тяжести опорной платформы ВПМ до последней контактной точки опорного катка;
 γ – угол склона;
 i_n – передаточное число.

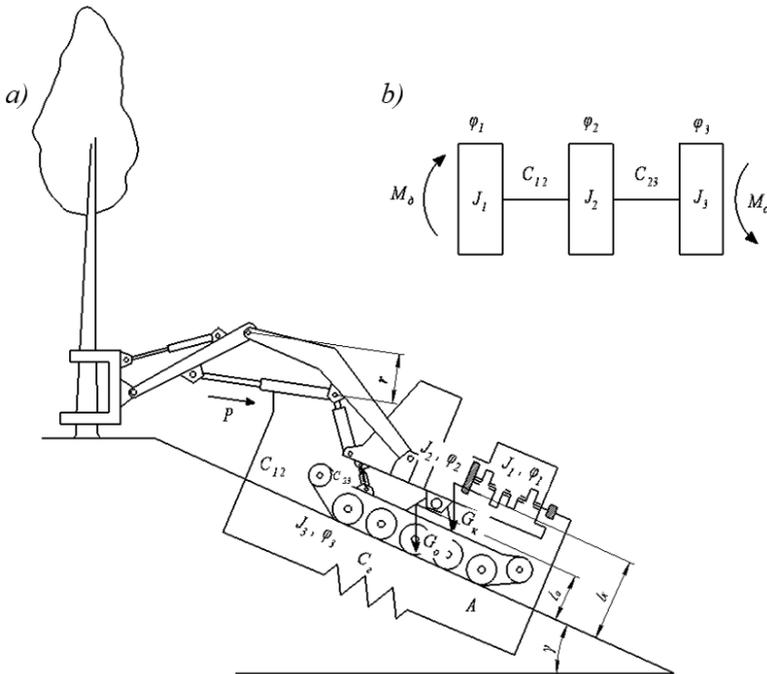


Рис. 1. Расчетные схемы: а – исходная, б – эквивалентная
 Fig. 1. Calculation scheme: a – basic, b – equivalent

Кинетическая энергия системы:

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2.$$

Потенциальная энергия системы:

$$\Pi = \frac{1}{2} C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3)^2.$$

Выполнив необходимые преобразования в соответствии с уравнением Лагранжа II-го рода, получим следующую систему уравнений.

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_d, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2), \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + M_c = C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3). \end{cases} \quad (1)$$

Домножив первое уравнение системы (1) на J_2 , а второе на J_1 и вычтя из первого второе, а затем получившееся уравнение домножив на J_3 и вычтя из него третье уравнение, умноженное на J_2 , получим следующие выражения:

$$J_1 J_2 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + J_2 C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) - J_1 C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = J_2 M_d - J_1 C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2), \quad (2)$$

$$J_2 J_3 (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) + J_3 C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - J_2 M_c = J_3 C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) - J_2 C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3), \quad (2)$$

$$J_2 J_3 (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) + C_{23} (J_2 + J_3) (\varphi_2 - \varphi_3) = J_3 C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + J_2 M_c. \quad (3)$$

Выразив из уравнения (2) $(\varphi_2 - \varphi_3)$ и $(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)$, получим:

$$(\varphi_2 - \varphi_3) = \frac{J_2}{C_{23}} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \frac{(J_1 + J_2) C_{12}}{J_1 C_{23}} (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{J_2 M_d}{J_1 C_{23}},$$

$$(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) = \frac{J_2}{C_{23}} (\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + \frac{(J_1 + J_2) C_{12}}{J_1 C_{23}} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2).$$

Результаты расчетов подставим в выражение (3) и выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$\begin{aligned} (\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + \left[\frac{J_2 J_3 C_{12} (J_1 + J_2) + J_1 J_2 C_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 C_{23}} \right] \frac{C_{23}}{J_2^2 J_3} \times (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \\ + \left[\frac{C_{23} C_{12} (J_1 + J_2) (J_1 + J_3) - J_1 J_3 C_{23} C_{12}}{J_1 C_{23}} \right] \frac{C_{23}}{J_2^2 J_3} \times (\varphi_1 - \varphi_2) = \\ = \left[J_2 M_c + \frac{J_2 M_d (J_2 + J_3)}{J_1} \right] \frac{C_{23}}{J_2^2 J_3}. \end{aligned}$$

Введем следующие обозначения:

$$A = \frac{J_3 C_{12} (J_1 + J_2) + J_1 C_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3}, 1/c^2;$$

$$B = \frac{C_{12} C_{23} [(J_2 + J_3)(J_1 + J_2) - J_1 J_3]}{J_1 J_2 J_3}, 1/c^4;$$

$$C = \frac{C_{23} [J_1 M_c + M_n (J_2 + J_3)]}{J_1 J_2 J_3}, 1/c^4.$$

Тогда получим:

$$(\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + A(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + B(\varphi_1 - \varphi_2) = C. \quad (4)$$

Введя новую переменную $\theta_1 = (\varphi_1 - \varphi_2) - C/B$, получим следующее однородное дифференциальное уравнение [Александров и др., 2010]:

$$\ddot{\theta}_1 + A\dot{\theta}_1 + B\theta_1 = 0. \quad (5)$$

Характеристическое уравнение будет иметь вид:

$$k^4 + Ak^2 + B = 0. \quad (6)$$

Корни уравнения определяются из формулы:

$$k_{1,2}^2 = -\frac{A}{2} \pm \sqrt{\frac{A^2}{4} - B}.$$

Решение однородного уравнения (5) может быть записано в виде [Гасымов и др., 2007]:

$$\theta_1 = C_1 \sin k_1 t + C_2 \cos k_1 t + C_3 \sin k_2 t + C_4 \cos k_2 t.$$

Результаты исследования.

Рассмотрим пример решения с исходными данными применительно к ВПМ ЛП-19А.

Исходные данные: $J_1 = 4,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 99 \text{ кВт}$; $h_k = 1,3 \text{ м}$; $h_o = 0,7 \text{ м}$; $\gamma = 15^\circ$; $\dot{\varphi}_1 = \pi n / 30 = 157 \text{ с}^{-1}$; $\dot{\varphi}_2 = 0,2 \text{ с}^{-1}$; $m_k = 20000 \text{ кг}$; $m_o = 5000 \text{ кг}$; $C_{12}^0 = 61992235 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $C_{23}^0 = 16000000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $i_n = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = \frac{157}{0,2} = 785$.

Тогда

$$J_2^0 = m_k h_k^2 \sin \gamma = 20000 \cdot 1,69 \cdot 0,2588 = 8748 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_2 = \frac{J_2^0}{i_n^2} = \frac{8748}{785^2} = 0,0142 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_3^0 = m_o h_o^2 \sin \gamma = 5000 \cdot 0,49 \cdot 0,2588 = 634 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_3 = \frac{J_3^0}{i_n^2} = \frac{634}{785^2} = 0,001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad C_{12} = \frac{C_{12}^0}{i_n^2} = \frac{61992235}{785^2} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$C_{23} = \frac{C_{23}^0}{i_n^2} = \frac{16000000}{785^2} = 26 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_d = 9550 \frac{N_e}{n} = 9550 \cdot \frac{99}{1500} = 630 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_c = \frac{(G_k h_k + G_o h_o) \sin \gamma}{i_n} = \frac{(200000 \cdot 1,3 + 50000 \cdot 0,7) \cdot 0,2588}{785} = 97,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Начальными условиями для режима разгона будут [Гасымов и др., 2006]:

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= 0, \\ \dot{\theta}_1 &= 0, \end{aligned} \right|_{t=0}; \quad \left. \begin{aligned} \ddot{\theta}_1 &= \dot{\Phi}_{\text{оп}} / t_p, \\ \ddot{\theta}_1 &= 0, \end{aligned} \right|_{t=0},$$

где $\dot{\Phi}_{\text{оп}}$ – скорость разгона.

$$\dot{\Phi}_{\text{оп}} = \dot{\Phi}_n \cdot i_n = 0,1 \cdot 785 = 78,5 \text{ с}^{-1},$$

где $\dot{\Phi}_n$ – скорость подтягивания машины.

Определяем коэффициенты дифференциального уравнения (5):

$$A = 34167 \text{ с}^{-1}; \quad B = 2536179 \text{ 1/с}^2.$$

Определяем корни уравнения (6):

$$k_{1,2}^2 = -\frac{34167}{2} \pm \sqrt{\frac{34167^2}{4} - 2536179}.$$

$$k_1 = 184,6 \text{ с}^{-1}; \quad k_2 = 8,6 \text{ с}^{-1}.$$

Рассчитываем постоянные интегрирования C_1 , C_2 , C_3 и C_4 с учетом начальных условий:

$$C_1 = C_3 = 0; \quad C_2 = -\frac{\dot{\Phi}_{\text{оп}}}{t_p [k_1^2 - k_2^2]} = -\frac{78,5}{0,1 \cdot [17083,5 - 17009,1]} = -0,023;$$

$$C_4 = \frac{\dot{\Phi}_{\text{оп}}}{t_p [k_1^2 - k_2^2]} = \frac{78,5}{0,1 \cdot [17083,5 - 17009,1]} = 0,023.$$

Определяем величину добавочной динамической нагрузки на силовую установку по выражению:

$$M_{\text{доб}}^{\text{дин}} = C_{12} (C_2 \cos k_1 t + C_4 \cos k_2 t);$$

$$M_{\text{доб}}^{\text{дин}} = 100 \cdot (-0,023 \cos 184,6 \cdot t + 0,023 \cos 8,6 \cdot t).$$

На рис. 2, 3 и 4 приведены графики изменения добавочного динамического момента при скорости подтягивания машины $\dot{\varphi}_{II} = 0,1, 0,2$ и $0,3 \text{ с}^{-1}$, соответственно.

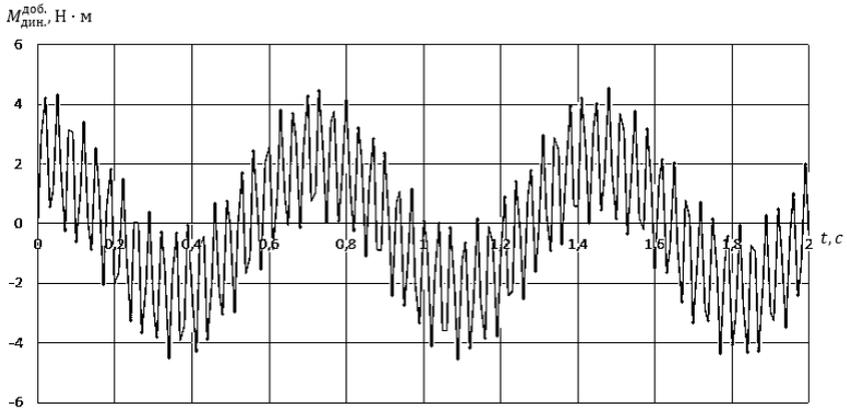


Рис. 2. График изменения добавочного динамического момента при $\dot{\varphi}_{II} = 0,1 \text{ с}^{-1}$

Fig. 2. Graph of changes in additional dynamic moment at $\dot{\varphi}_{II} = 0,1 \text{ s}^{-1}$

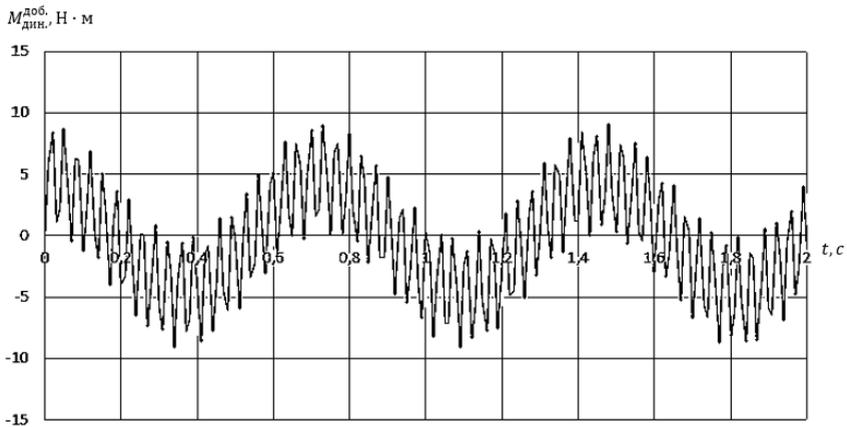


Рис. 3. График изменения добавочного динамического момента при $\dot{\varphi}_{II} = 0,2 \text{ с}^{-1}$

Fig. 3. Graph of changes in additional dynamic moment at $\dot{\varphi}_{II} = 0,2 \text{ s}^{-1}$

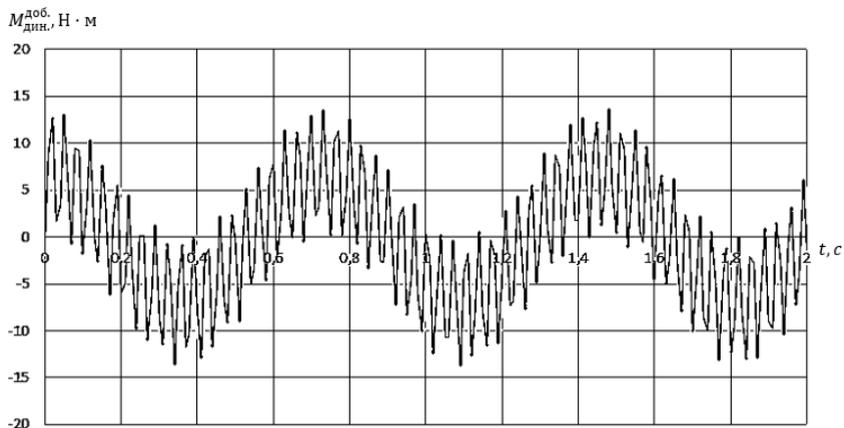


Рис. 4. График изменения добавочного динамического момента при $\dot{\varphi}_{\Pi} = 0,3 \text{ c}^{-1}$

Fig. 4. Graph of changes in additional dynamic moment at $\dot{\varphi}_{\Pi} = 0,3 \text{ s}^{-1}$

На рис. 5, 6 и 7 приведены графики изменения добавочного динамического момента при угле наклона $\gamma = 15^\circ$, $\gamma = 30^\circ$ и $\gamma = 45^\circ$, соответственно, ($\dot{\varphi}_{\Pi} = 0,1 \text{ c}^{-1}$).

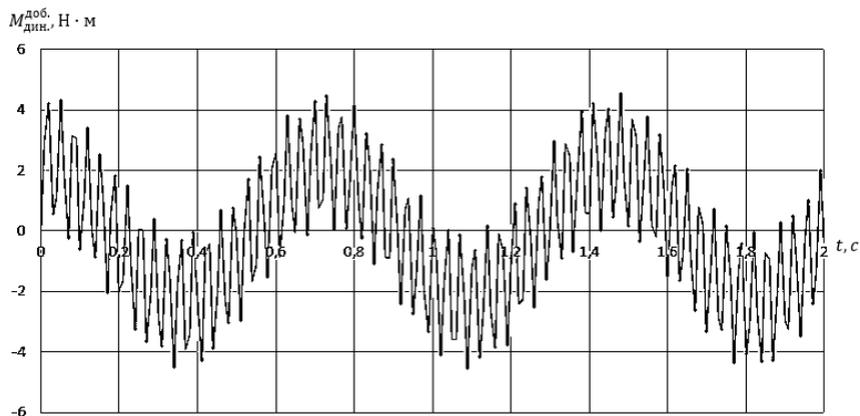


Рис. 5. График изменения добавочного динамического момента при $\gamma = 15^\circ$

Fig. 5. Graph of changes in additional dynamic moment at $\gamma = 15^\circ$

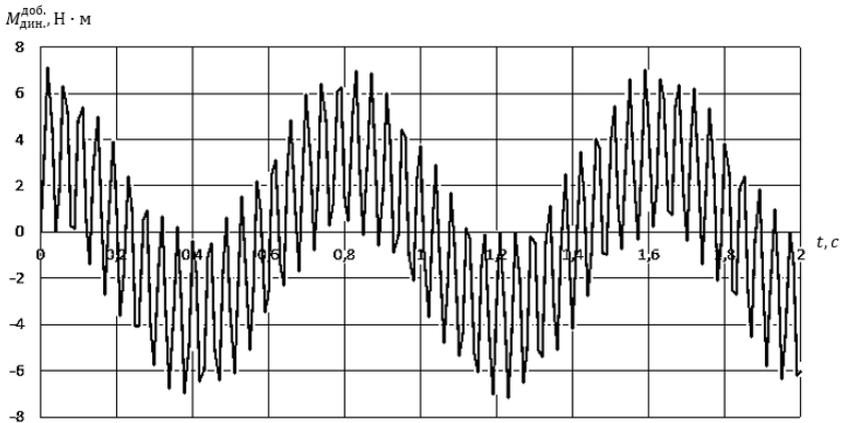


Рис. 6. График изменения добавочного динамического момента при $\gamma = 30^\circ$

Fig. 6. Graph of changes in additional dynamic moment at $\gamma = 30^\circ$

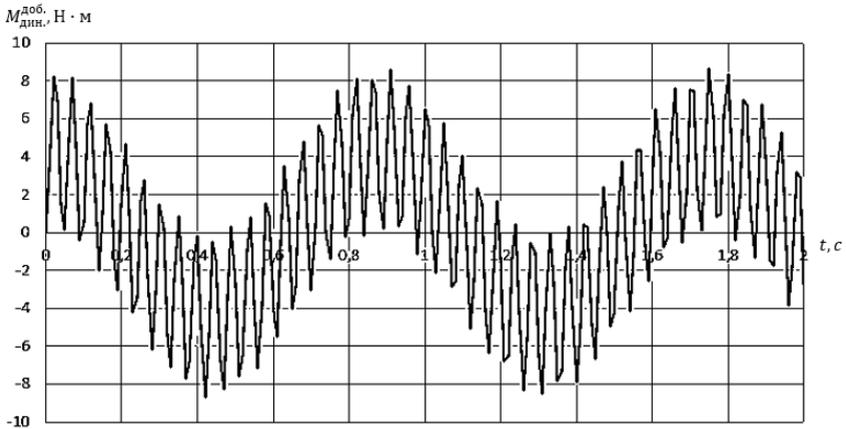


Рис. 7. График изменения добавочного динамического момента при $\gamma = 45^\circ$

Fig. 7. Graph of changes in additional dynamic moment at $\gamma = 45^\circ$

На рис. 8 представлен график изменения снижения частоты вращения колеччатого вала в зависимости от угла склона ($\dot{\phi}_n = 0,1 \text{ c}^{-1}$).

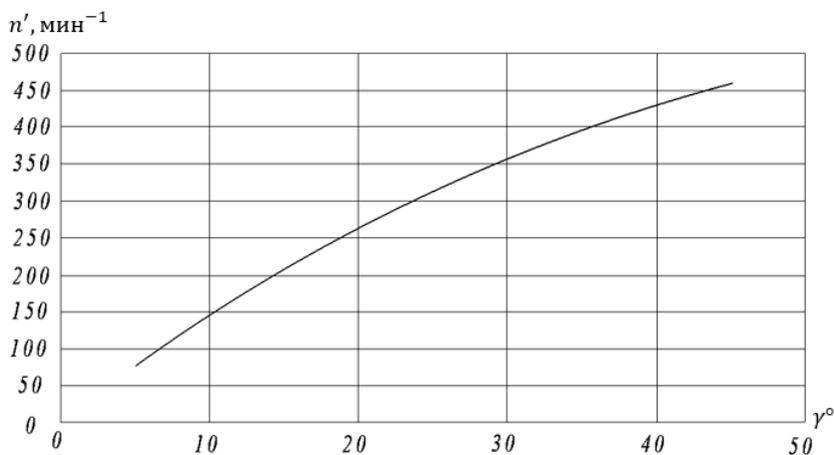


Рис. 8. График изменения снижения частоты вращения коленчатого вала в зависимости от угла склона

Fig. 8. Graph of changes in the reduction in crankshaft rotation speed depending on the slope angle

Заключение. Анализ результатов показывает, что подтягивание ВПМ, оснащенной системой выравнивания платформы, рукоятью манипулятора при заготовке древесины на склонах, сопровождается существенно менее значительным динамическим моментом на силовой установке, чем у машины «классической» компоновки. Так, при подтягивании ВПМ на склоне с углом $\gamma = 15^\circ$ максимальная величина добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит всего 4,4 Н·м. При этом момент на силовой установке машины «классической» компоновки на том же угле склона составляет 74,2 Н·м. Таким образом, внедрение в конструкцию ВПМ системы выравнивания позволяет снизить величину добавочного динамического момента на 69,8 Н·м.

Уровень динамической нагруженности силовой установки существенно зависит от используемых оператором угловых скоростей подтягивания машины. Например, при подтягивании ВПМ на склоне с углом $\gamma = 15^\circ$ и скоростью $\dot{\varphi}_n = 0,1 \text{ c}^{-1}$ значение максимальной добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит 4,4 Н·м, при скорости $\dot{\varphi}_n = 0,2 \text{ c}^{-1}$ нагрузка составит 9,1 Н·м, а при скорости $\dot{\varphi}_n = 0,3 \text{ c}^{-1}$ величина нагрузки будет 13,5 Н·м.

Значительное влияние на нагруженность силовой установки и частоту вращения коленчатого вала оказывает величина угла склона, на котором осуществляется работа машины. Так, при подтягивании ВПМ по склону с углом $\gamma = 30^\circ$ значение максимальной добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит 8,1 Н·м, а снижение оборотов коленчатого вала произойдет на 356 мин^{-1} . При работе машины на склоне с углом $\gamma = 45^\circ$ максимальная нагрузка будет 12,3 Н·м, а снижение оборотов коленвала составит 459 мин^{-1} .

Разработанная математическая модель позволяет исследовать нагруженность силовых установок ВПМ, оснащенных системами выравнивания платформы, в процессе подтягивания при заготовке древесины на склонах.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

Александров В.А., Бурмистрова О.Н., Шоль Н.Р. О нагруженности силовой установки валочно-пакетирующей машины в режиме переориентирования ходовой системы // Вестник Марийского государственного технического университета. Серия: Лес. Экология. Природопользование. 2010. № 3. С. 70–75.

Александров В.А., Ржавцев А.А. Нагруженность лесосечных машин на лесозаготовках. СПб.: СПбГЛТУ, 2021. 256 с.

Александров В.А., Шоль Н.Р. Динамика валочно-пакетирующей машины в режиме движения через обособленные препятствия // Вестник КрасГАУ. 2010. № 9(48). С. 163–167.

Бурмистрова О.Н., Шоль Н.Р., Травин Н.Н. Динамика валочно-пакетирующих машин в режиме преодоления препятствия методом «вывешивания» // Вестник Московского государственного университета леса – Лесной вестник. 2010. № 5. С. 99–100.

Гасымов Г.Ш., Александров В.А. Динамика валочно-пакетирующей машины в режиме стопорения при выравнивании срезанного дерева захватно-срезающим устройством // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2006. Вып. 177. С. 43–47.

Гасымов Г.Ш., Александров В.А. Нагруженность валочно-пакетирующей машины при выведении срезанного дерева из древостоя // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2007. Вып. 179. С. 64–68.

Зверев И.А., Александров В.А. Нагруженность силовой установки валочно-пакетирующей машины в процессе подтягивания при заготовке древесины на склонах // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2024. Вып. 248. С. 230–242. DOI 10.21266/2079-4304.2024.248.230-242.

Шоль Н.Р., Травин Н.Н. Нагруженность силовой установки валочно-пакетирующей машины в режиме преодоления препятствия методом «вывешивания» // Актуальные проблемы лесного комплекса. 2005. № 11. С. 87–90.

Alexandr A., Igor Z., Ivan B. Analysis of platform leveling systems for tracked feller-buncher machines // *Inventions*. 2021. Vol. 6, no. 4. DOI: 10.3390/inventions6040096.

Amishev D. Steep Slope Feller Buncher: A Feasibility Study // *Future Forest Research*. Task No: F20005, Report No. FFR- H007. 2011. P. 27.

McEwan A., Brink M., van Zyl S. Guidelines for difficult terrain ground based harvesting operations in South Africa // *ICFR Bulletin*. 02-2013. P. 149.

Visser R., Stampfer K. Expanding Ground-Based Harvesting onto Steep Terrain // *Croat. J. For. Eng.* 2015. 36. P. 321331.

References

Aleksandrov V.A., Burmistrova O.N., Shol N.R. O nagruzhenosti silovoj ustanovki valочно-paketiruyushhej mashiny v rezhime pereorientirovaniya xodovoj sistemy. *Vesting of Mari State University of Technology. Series: Forest. Ecology. Nature management*, 2010, no. 3, pp. 70–75. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Rzhavcev A.A. *Nagruzhenost lesosechnyh mashin na lesozagotovkah*. SPb.: SPbFTU, 2021, 256 p. (In Russ.)

Aleksandrov, V. A., Shol N. R. Dinamika valочно-paketiruyushhej mashiny v rezhime dvizheniya cherez obosoblennye prepyatstviya. *The Bulletin of KrasGAU*, 2010, no. 9(48), pp. 163–167. (In Russ.)

Alexandr A., Igor Z., Ivan B. Analysis of platform leveling systems for tracked feller-buncher machines. *Inventions*, 2021, vol. 6, no. 4. DOI: 10.3390/inventions6040096.

Amishev D. Steep Slope Feller Buncher: A Feasibility Study. *Future Forest Research*, Task No: F20005, Report No. FFR- H007, 2011, p. 27.

Burmistrova O.N., Shol N.R., Travin N.N. Dynamics of feller bunchers in the mode of overcoming obstacles using the «hanging» method. *Bulletin of the Moscow State Forestry University – Forest Bulletin*, 2010, no. 5, pp. 99–100. (In Russ.)

Gasimov G.S., Alexandrov V.A. Loading of a feller-buncher when removing a cut tree from a stand. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnikeskoj Akademii*, 2007, no. 179, pp. 64–68. (In Russ.)

Gasimov G.S., Alexandrov V.A. Dynamics of a feller-buncher in the locking mode when leveling a cut tree with a feller head. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnikeskoj Akademii*, 2006, iss. 177, pp. 43–47. (In Russ.)

McEwan A., Brink M., van Zyl S. Guidelines for difficult terrain ground based harvesting operations in South Africa. *ICFR Bulletin*, 02-2013, p. 149.

Shol N.R., Travin N.N. Nagruzhenost silovoj ustanovki valочно-paketiruyushhej mashiny v rezhime preodoleniya prepyatstviya metodom «vyveshivaniya». *Aktualnye problemy lesnogo kompleksa*, 2005, no. 11, pp. 87–90. (In Russ.)

Visser R., Stampfer K. Expanding Ground-Based Harvesting onto Steep Terrain. *Croat. J. For. Eng.*, 2015, 36, pp. 321–331.

Zverev I.A., Aleksandrov V.A. Stresses of the power plant of a feller buncher during the pulling process when harvesting wood on slopes. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicoskoj Akademii*, 2024, iss. 248, pp. 230–242. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.248.230-242. (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 25.03.2024

Зверев И.А., Трофимов А.В. Влияние системы выравнивания платформы на нагруженность силовой установки валочно-пакетирующей машины в процессе подтягивания // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2024. Вып. 250. С. 273–287. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.250.273-287

В статье рассматривается динамическая нагруженность силовой установки валочно-пакетирующей машины, оснащенной системой выравнивания платформы, в процессе ее подтягивания рукоятью манипулятора при заготовке древесины на склонах. Разработана математическая модель, позволяющая на этапе проектирования валочно-пакетирующей машины определить величину добавочного динамического момента, действующего на силовую установку машины, а также частоту вращения коленчатого вала. Математическое описание составлено в форме уравнения Лагранжа 2-ого рода. Приведен пример расчета математической модели для валочно-пакетирующей машины ЛП-19А. Представлены графики изменения добавочного динамического момента при скорости подтягивания 0,1; 0,2 и 0,3 с⁻¹, а также в зависимости от угла склона (15, 30 и 45°). Представлен график изменения снижения частоты вращения коленчатого вала в зависимости от от угла склона. Анализ результатов исследования показывает, что подтягивание ВПМ, оснащенной системой выравнивания платформы, рукоятью манипулятора при заготовке древесины на склонах, сопровождается существенно менее значительным динамическим моментом на силовой установке, чем у машины «классической» компоновки. Так, при подтягивании ВПМ на склоне с углом $\gamma = 15^\circ$ максимальная величина добавочной динамической нагрузки на силовую установку составит всего 4,4 Н·м. Уровень динамической нагруженности силовой установки существенно зависит от используемых оператором угловых скоростей подтягивания машины, а также величины угла склона, на котором осуществляется работа. Разработанная математическая модель позволяет исследовать нагруженность силовых установок ВПМ, оснащенных системами выравнивания платформы, в процессе подтягивания при заготовке древесины на склонах как на этапе проектирования новых машин, так и при совершенствовании конструкций серийно-выпускаемых моделей.

Ключевые слова: валочно-пакетирующая машина, система выравнивания платформы, заготовка древесины на склонах, математическая модель, силовая установка, добавочный динамический момент.

Zverev I.A., Trofimov A.V. The influence of the platform leveling system on the stresses of the power plant of a feller-buncher during the pulling process. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehniceskoy Akademii*, 2024, iss. 250, pp. 273–287 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2024.250.273-287

The article considers the dynamic loading of the power plant of a feller-buncher machine with a platform leveling system during its pulling by the manipulator handle during timber harvesting on slopes. A mathematical model has been developed that allows determining the value of the additional dynamic torque acting on the machine's power plant and the crankshaft rotation frequency at the design stage of the feller-buncher. The mathematical description is written in the form of the Lagrange equation of the second kind. An example of calculating the mathematical model for the LP-19A feller-buncher is given. Graphs of changes in the additional dynamic torque at a pulling speed of 0.1, 0.2 and 0.3 s⁻¹, as well as depending on the slope angle (15, 30 and 45°) are presented. A graph of changes in the crankshaft rotation frequency reduction depending on the slope angle is presented. The analysis of the research results shows that the pulling of the feller-buncher machine equipped with the platform leveling system by the manipulator handle during timber harvesting on slopes is accompanied by a significantly less significant dynamic moment on the power plant than that of a machine with a "classic" layout. Thus, when pulling the feller-buncher machine on a slope with an angle of $\gamma = 15^\circ$, the maximum value of the additional dynamic load on the power plant will be only 4.4 Nm. The level of dynamic loading of the power plant significantly depends on the angular velocities of the machine pulling used by the operator, as well as the value of the slope angle on which the work is carried out. The developed mathematical model allows us to study the loading of the feller-buncher machine power plants equipped with platform leveling systems during pulling during timber harvesting on slopes, both at the design stage of new machines and when improving the designs of serially produced models.

Keywords: feller buncher machine, platform leveling system, timber harvesting on slopes, mathematical model, power point, additional dynamic moment.

ЗВЕРЕВ Игорь Андреевич – ассистент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова. SPIN-код: 1126-2121. ORCID: 0000-0002-8163-7489.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: igorzv1997@gmail.com

ZVEREV Igor A. – Assistant of Forestry engineering, service and repair department, St. Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 1126-2121. ORCID: 0000-0002-8163-7489.

194021, Institute per. 5, St. Petersburg, Russia. E-mail: igorzv1997@gmail.com

ТРОФИМОВ Александр Викторович – доцент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, кандидат технических наук. SPIN-код: 8933-0230.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: ftacademy@home.ru

TROFIMOV Alexander V. – PhD (Technical), Associate Professor of Forestry engineering, service and repair department, St. Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 8933-0230.

194021, Institute per. 5, St. Petersburg, Russia. E-mail: ftacademy@home.ru