

В.А. Александров, А.А. Ржавцев

### НАГРУЖЕННОСТЬ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕРЕЕЗДАХ

Как уже отмечалось ранее [Александров В.А., Александров А.В., 2017], значительные динамические нагрузки на силовые установки и привод технологического оборудования валочно-пакетирующих машин (ВПМ) передаются в процессе перенесения срезанного дерева поворотом платформы и технологических переездах. В статье [Александров, Ржавцев, 2018] авторами была рассмотрена нагруженность силовых установок ВПМ в процессе обработки дерева, в настоящей работе рассмотрим нагруженность привода ходовой системы при технологических переездах.

На рис. 1, *а* и *б* приведены расчетные схемы для исследования нагруженности силовой установки ВПМ в процессе технологических переездов без дерева в захватно-срезающем устройстве (ЗСУ).

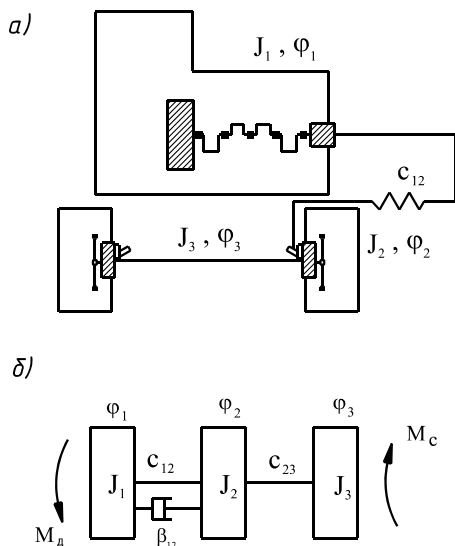


Рис. 1. Расчётные схемы: *а* – исходная; *б* – эквивалентная

Fig. 1. Calculation schemes: *a* – initial; *б* – equivalent

Принятые обозначения:

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

$J_2$  – приведенные к коленчатому валу моменты инерции роторов гидромоторов;

$J_3$  – приведенные к коленчатому валу моменты инерции шестерен, валов бортовых редукторов, звездочек и гусениц;

$c_{12}$  – приведенная крутильная жёсткость коленчатого вала, вала гидронасоса и гидрожидкости;

$c_{23}$  – приведенная крутильная жёсткость муфты и валов редукторов;

$\beta_{12}$  – параметр затухания (упруго-вязкий коэффициент);

$M_{д}$  – крутящий момент на коленчатом валу, отбираемый для привода гидромоторов;

$M_c$  – приведенный момент сопротивления.

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

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

Диссипативная функция Релея

$$\Phi = \frac{1}{2} \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2.$$

В соответствии с уравнением Лагранжа 2-го рода, получим следующую систему уравнений:

$$\begin{array}{l} J_2 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_{д}, \\ J_3 \left[ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\varphi}_2 + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), \\ J_2 \ddot{\varphi}_3 + M_c = c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3). \end{array} \right. \end{array} \quad (1)$$

Совместное решение дифференциальных уравнений относительно упругой связи «с<sub>12</sub>» дает дифференциальное уравнение четвертого порядка вида:

$$(\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + A (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + B (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C (\varphi_1 - \varphi_2) + D (\varphi_1 - \varphi_2) = E, \quad (2)$$

где

$$A = \frac{J_2 J_3 (J_1 + J_2) \beta_{12}}{J_1 J_2^2 J_3};$$

$$B = \frac{(J_2 + J_3) c_{23} J_1 J_2 + J_2 J_3 (J_1 + J_2) c_{12}}{J_1 J_2^2 J_3};$$

$$C = \frac{(J_2 + J_3)c_{23}(J_1 + J_2)\beta_{12} - J_1J_3c_{23}\beta_{12}}{J_1J_2J_3};$$

$$D = \frac{(J_2 + J_3)c_{23}(J_1 + J_2)c_{12} - J_3c_{12}J_1c_{23}\beta_{12}}{J_1J_2J_3}.$$

Рассмотрим пример.

Исходные данные примем применительно к ВПМ ЛПИ-19А:

$$J_1 = 4,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_2 = 0,064 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_3 = 2,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$c_{12} = 19104,12 \cdot 2 = 38208,24 \text{ Н} \cdot \text{м}; c_{23} = 1379,74 \text{ Н} \cdot \text{м}; \beta_{12} = 0,34 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}.$$

1. Вычисляем коэффициенты дифференциального уравнения (2):

$$A = 15,867; B = 6282,91 \cdot 10^{-2}; C = 4506,09; D = 51288,2 \cdot 10^4.$$

2. В качестве начальных условий примем:

– для режима разгона системы

$$\Theta_1 = \dot{\Theta}_1 = \ddot{\Theta}_1 = 0, \ddot{\Theta}_1 = 0,3; 0,5; 0,7 \text{ рад/с}^2;$$

– для режима стопорения системы

$$\Theta_1 = \ddot{\Theta}_1 = \ddot{\Theta}_1 = 0, \dot{\Theta}_1 = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30 \text{ рад/с}.$$

В табл. 1, 2 приведены расчётные характеристики воздействия на силовую установку и на гидромоторы ВПМ в режимах разгона и стопорения, а на рис.2, 3 графики изменения динамических характеристик системы соответственно в режимах разгона и стопорения.

Таблица 1

**Расчётные характеристики воздействия на силовую установку (д.в.с.) и гидромоторы привода звездочек ходовой системы в режимах разгона**

**Calculated characteristics of influence on power system (ICE) and hydraulic motors of a drive of sprockets of running system in modes of acceleration**

Характеристики	$\ddot{\Theta}_1$ , рад/с <sup>2</sup>		
	0,3	0,5	0,7
$\Theta_1$ , рад	$9,754 \cdot 10^{-4}$	$1,626 \cdot 10^{-6}$	$2,276 \cdot 10^{-6}$
$\dot{\Theta}_1$ , рад/с	$3,8 \cdot 10^{-4}$	$6,335 \cdot 10^{-4}$	$8,868 \cdot 10^{-4}$
$\ddot{\Theta}_1$ , рад/с <sup>2</sup>	0,3	0,5	0,7
$M_{\text{дин}}$ , Н · м	37,268	0,0621	0,0869
$M_{\text{дин}}^{\text{прив}}$ , Н · м	28,66	–	–

Таблица 2

**Расчётные характеристики воздействия на д.в.с. и на гидромоторы привода звездочек ходовой системы в режиме стопорения**  
**Calculated characteristics of influence on ICE and on hydraulic motors of a drive of sprockets of running system in a mode of stopping**

Характеристики	$\dot{\Theta}_1$ , рад/с					
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$\Theta_1$ , рад	0,002	0,004	0,005	0,007	0,009	0,011
$\dot{\Theta}_1$ , рад/с	0,052	0,104	0,155	0,207	0,259	0,311
$\ddot{\Theta}_1$ , рад/с <sup>2</sup>	1,48	2,961	4,441	5,922	7,402	8,883
$M_{дин}$ , Н · м	76,416	152,832	191,04	267,46	343,87	420,29
$M_{дин}^{прив}$ , Н · м	57,456	114,912	143,64	201,10	258,55	316,00
$K_d$	1,22	1,44	1,55	1,77	1,99	2,22

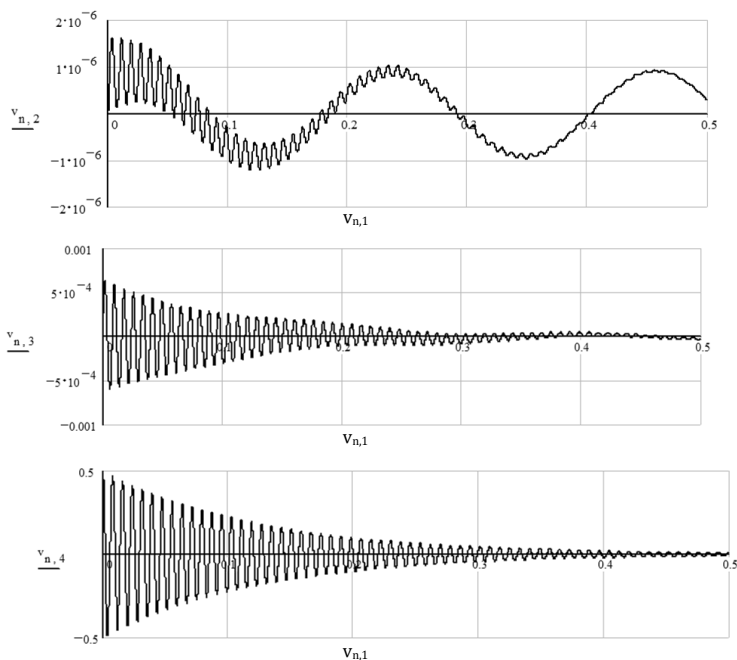


Рис. 2. Графики изменения динамических характеристик системы в режиме разгона ( $\ddot{\Theta}_1 = 0,5$  рад/с<sup>2</sup>):  $v_{n,2}$  – деформация упругой связи «с<sub>12</sub>»;  $v_{n,3}$  – скорость деформации;  $v_{n,4}$  – ускорение деформации  
 Fig. 2. Graphs of changes in dynamic characteristics of the system in the acceleration mode ( $\ddot{\Theta}_1 = 0.5$  rad/s<sup>2</sup>):  $v_{n,2}$  – deformation of elastic bond «с<sub>12</sub>»;  $v_{n,3}$  – deformation rate;  $v_{n,4}$  – deformation acceleration

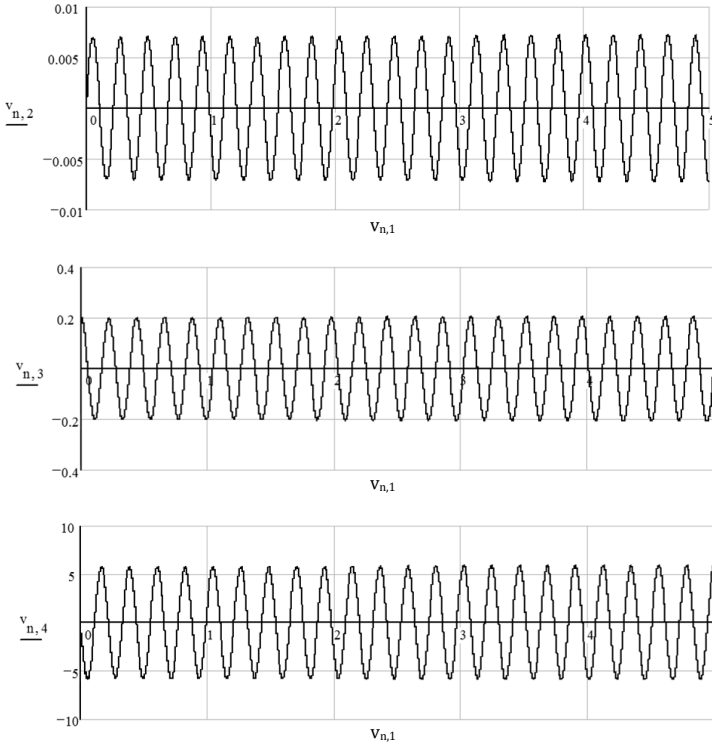


Рис. 3. Графики изменения динамических характеристик системы в режиме стопорения ( $\dot{\Theta}_1 = 0,2$  рад/с):  $v_{n,2}$  – деформация упругой связи «с<sub>12</sub>»;  $v_{n,3}$  – скорость деформации;  $v_{n,4}$  – ускорение деформации

Fig. 3. Graphs of changes in dynamic characteristics of the system in the stopping mode ( $\dot{\Theta}_1 = 0.2$  rad/s):  $v_{n,2}$  – deformation of elastic bond «с<sub>12</sub>»;  $v_{n,3}$  – deformation rate;  $v_{n,4}$  – deformation acceleration

Далее, рассмотрим процесс передвижения ВПМ с деревом в ЗСУ. В этом случае система дифференциальных уравнений будет иметь вид:

$$\begin{array}{l}
 \begin{array}{l} \text{—} \\ \text{—} \\ \text{—} \end{array} \left. \begin{array}{l} J_1 \\ J_2 \\ J_3 \end{array} \right| \begin{array}{l} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_d, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3), \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + M_c = c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4). \end{array} \quad (3)
 \end{array}$$

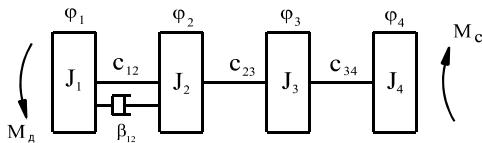
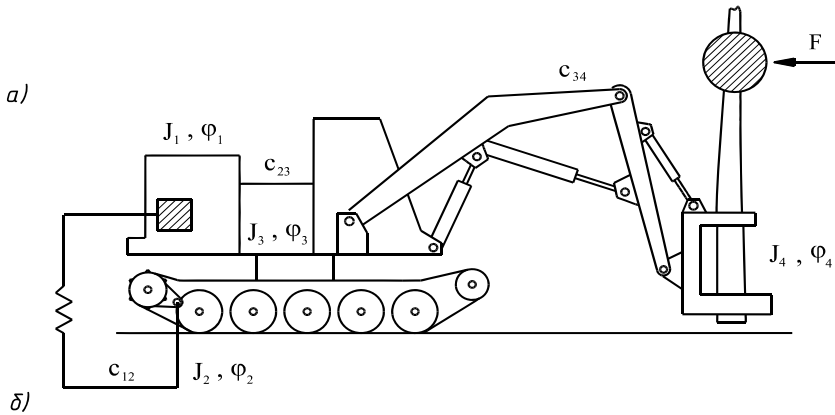


Рис. 4. Расчётная схема динамической системы: а) исходная; б) эквивалентная.

Здесь дополнительно обозначено:  $J_4$  – приведенный момент инерции манипулятора, ЗСУ и дерева;  $c_{34}$  – приведенная крутильная жёсткость манипулятора, ЗСУ и дерева

Fig. 4. Calculation scheme of dynamic system: a) basic; б) equivalent

Решая полученную систему уравнений относительно « $c_{12}$ », получим дифференциальное уравнение

$$(\varphi_1^{VI} - \varphi_2^{VI}) + A(\varphi_1^V - \varphi_2^V) + B(\varphi_1^{IV} - \varphi_2^{IV}) + C(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + D(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + E(\varphi_1 - \varphi_2) = Ж, \quad (4)$$

где

$$A = \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}}{J_1 J_2};$$

$$B = \frac{J_1 J_4 (J_2 + J_3) c_{23} + J_3 J_4 (J_1 + J_2) c_{12} + (J_3 + J_4) c_{34} J_2 J_3}{J_1 J_2 J_3 J_4};$$

$$C = \frac{J_3 J_4 (J_2 + J_3) c_{23} (J_1 + J_2) \beta_{12} - J_3^2 J_4 \beta_{12} J_1 c_{23} + (J_3 + J_4) c_{34} J_2 J_3 (J_1 + J_2) \beta_{12}}{J_1^2 J_2^2 J_3 J_4};$$

$$D = \frac{J_3 J_4 (J_2 + J_3) c_{23} (J_1 + J_2) c_{12} - J_3^2 c_{12} J_4 J_1 c_{23} + (J_3 + J_4) c_{34} J_2 J_3 (J_1 + J_2) c_{12} + \dots}{J_1 J_2^2 J_3 J_4} + \frac{\dots + (J_3 + J_4) c_{34} (J_2 + J_3) c_{23} J_2 J_1 - J_4 c_{23} J_2^2 J_1 c_{34}}{J_1 J_2^2 J_3 J_4};$$

$$E = \frac{(J_3 + J_4)c_{34}(J_2 + J_3)c_{23}(J_1 + J_2)\beta_{12} - (J_3 + J_4)c_{34}J_3\beta_{12}J_1c_{23} + J_4c_{23}(J_1 + J_2)\beta_{12}J_2c_{34}}{J_1J_2^2J_3^2J_4},$$

$$K = \frac{(J_3 + J_4)c_{34}(J_2 + J_3)c_{23}(J_1 + J_2)c_{12} - (J_3 + J_4)c_{34}J_3c_{12}J_1c_{23} + J_4c_{23}(J_1 + J_2)c_{12}J_2c_{34}}{J_1J_2^2J_3^2J_4},$$

$$Ж = \frac{-(J_3 + J_4)c_{34}(J_2 + J_3)c_{23}M_{д1} + J_3M_c c_{34}J_1c_{23} - J_4c_{23}J_2M_{д}c_{34}}{J_1J_2J_3^2J_4}.$$

Рассмотрим пример:

$$J_1 = 4,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad J_2 = 0,064 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad J_3 = 2,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad J_4 = 2,86 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$c_{12} = 38208,24 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad c_{23} = 1379,74 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad \beta_{12} = 0,34 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с};$$

$$c_{34} = 0,186 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При этих исходных данных коэффициенты дифференциального уравнения (4) будут иметь следующие значения:

$$A = 5,396; \quad B = 6286,35 \cdot 10^2; \quad C = 5228,114; \quad D = 59037,396 \cdot 10^4;$$

$$E = 25540,17 \cdot 10^2; \quad K = 8791,496 \cdot 10^7.$$

В качестве начальных условий для режима разгона системы примем:

$$\ddot{\Theta}_1 = 0,20; 0,30; 0,40; 0,60; 0,80 \text{ рад/с}^2; \quad \Theta_1 = \dot{\Theta}_1 = \ddot{\Theta}_1 = \Theta_1^{IV} = \Theta_1^V = 0.$$

В табл. 3, 4 приведены расчетные характеристики воздействия на силовую установку и гидромоторы ВПМ в режимах разгона и стопорения. Анализ результатов дает основание считать, что режим разгона при трогании ВПМ с деревом в ЗСУ, сопровождается незначительной нагрузкой и зависит от интенсивности разгона.

Таблица 3

**Расчётные характеристики воздействия на д.в.с.  
и на гидромоторы привода звездочек ходовой системы в режиме разгона**

**Calculated characteristics of influence on ICE and on hydraulic motors  
of a drive of sprockets of running system in an acceleration mode**

Характеристики	$\ddot{\Theta}_1, \text{ рад/с}^2$				
	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8
$\Theta_1, \text{ рад}$	0,0007	0,001	0,0015	0,002	0,003
$\dot{\Theta}_1, \text{ рад/с}$	0,015	0,022	0,029	0,044	0,058
$\ddot{\Theta}_1, \text{ рад/с}^2$	0,331	0,497	0,662	0,993	1,324
$M_{двн}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	26,74	38,21	39,01	76,42	114,62
$M_{двн}^{прив}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	20,11	28,73	29,82	57,46	86,18
$K_d$	1,07	1,11	1,13	1,22	1,33

Таблица 4

**Расчётные характеристики воздействия на д.в.с.  
и на гидромоторы привода звездочек ходовой системы в режиме стопорения**  
**Calculated characteristics of influence on ICE and on hydraulic motors  
of a drive of sprockets of running system in a mode of stopping**

Характеристики	$\dot{\Theta}_1, \text{ рад/с}$				
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
$\Theta_1, \text{ рад}$	0,005	0,011	0,016	0,022	0,027
$\dot{\Theta}_1, \text{ рад/с}$	0,083	0,165	0,248	0,330	0,413
$\ddot{\Theta}_1, \text{ рад/с}^2$	1,344	2,688	4,031	5,375	6,719
$M_{\text{дин}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	191,04	420,29	611,33	840,58	1031,62
$M_{\text{дин}}^{\text{прив}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	143,64	316,00	459,65	631,01	775,65
$K_{\text{д}}$	1,55	2,22	2,77	3,44	—

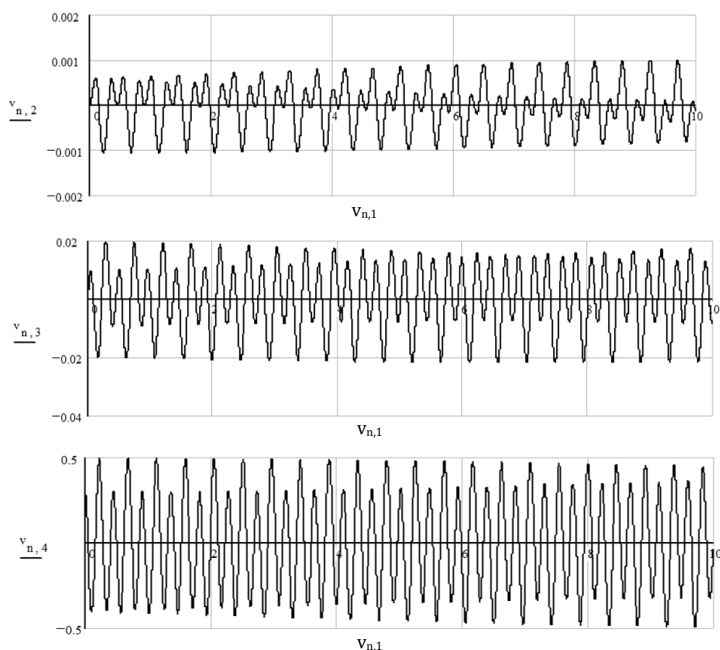


Рис. 5. Графики изменения динамических характеристик системы в режиме разгона ( $\ddot{\Theta}_1 = 0,3 \text{ рад/с}^2$ ):  $v_{n,2}$  – деформация упругой связи «с<sub>12</sub>»;  $v_{n,3}$  – скорость деформации;  $v_{n,4}$  – ускорение

Fig. 5. Graphs of changes in the dynamic characteristics of the system in acceleration mode ( $\ddot{\Theta}_1 = 0.3 \text{ rad/s}^2$ ):  $v_{n,2}$  – deformation of elastic bond «с<sub>12</sub>»;  $v_{n,3}$  – deformation rate;  $v_{n,4}$  – acceleration



В то же время режимы стопорения динамической системы протекают более напряженно:

$$\Theta_1 \dots \Theta_1^V = 0; \quad \dot{\Theta}_1 = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25 \text{ рад/с.}$$

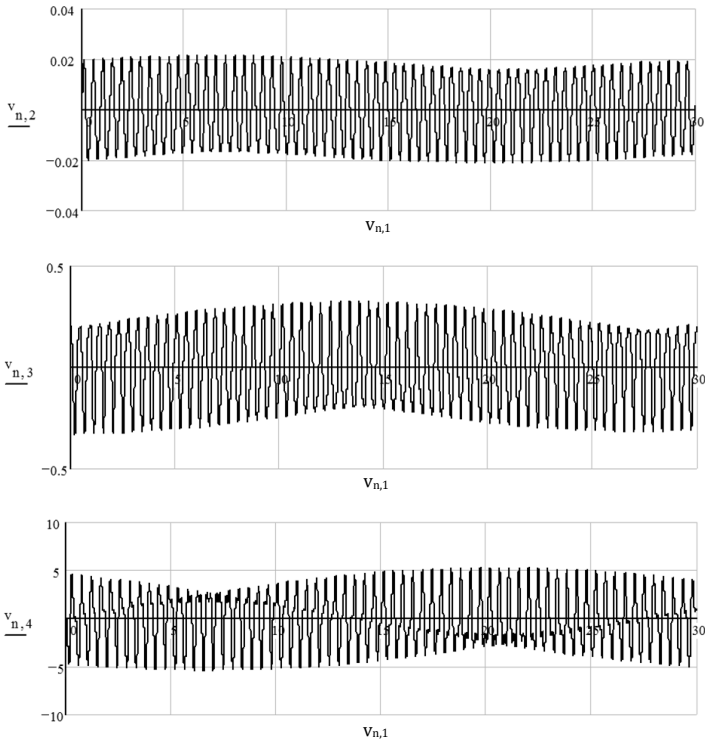


Рис. 6. Графики изменения динамических характеристик системы в режиме стопорения ( $\dot{\Theta}_1 = 0,2$  рад/с):  $v_{n,2}$  – деформация упругой связи « $c_{12}$ »;  $v_{n,3}$  – скорость деформации;  $v_{n,4}$  – ускорение

Fig. 6. Graphs of changes in the dynamic characteristics of the system in stopping mode ( $\dot{\Theta}_1 = 0,2$  рад/с):  $v_{n,2}$  – deformation of elastic bond « $c_{12}$ »;  $v_{n,3}$  – deformation rate;  $v_{n,4}$  – acceleration

### Выводы

1. Анализ результатов исследования нагруженности валочно-пакетирующей машины при технологических переездах без дерева в захватно-срезающем устройстве показывает, что уровень динамического

воздействия на силовую установку и гидромоторы в режимах разгона незначительны, в режимах стопорения – высокий.

В целях снижения уровня воздействия нагруженности в режимах стопорения необходимо в процессе работы не допускать скорости стопорения системы свыше  $0,05 \dots 0,1$  рад/с.

2. При технологических переездах с деревом в захватно-срезающем устройстве в режимах разгона уровень динамического воздействия также невысокий (см. табл.3), а вот режимы стопорения сопровождаются высокой динамической нагрузкой, превышающей нагрузку при технологических переездах без дерева в захватно-срезающем устройстве в 2,5...3,0 раза. В этой связи, прием переезда с деревом в захватно-срезающем устройстве при работе – недопустим.

3. Предложенные математические модели динамической системы позволяют с погрешностью 8–10% определять уровень динамической нагрузки на силовую установку и гидравлический привод механизма ходовой системы ВПМ на этапе разработки конструкторской документации.

### **Библиографический список**

*Александров В.А., Александров А.В.* Вибронагруженность операторов валочно-пакетирующих машин. СПб.: Изд-во СПбГЛТУ, 2017. 317 с.

*Александров В.А., Ржавцев А.А.* Нагруженность механизма поворота платформы валочно-пакетирующей машины в процессе обработки дерева // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2018. Вып. 229. С. 205–214.

### **References**

*Aleksandrov V.A., Aleksandrov A.V.* Vibronagruzhenost operatorov valочно-paketiruyushchikh mashin. SPb.: Izd-vo SPbGLTU. 2017. 317 p. (In Russ.)

*Aleksandrov V.A., Rzhavtsev A.A.* Nagruzhenost mekhanizma povorota platformy valочно-paketiruyushchey mashiny v protsesse obrabotki dereva. *Izvestiya Sankt-Peterburgskoy lesotekhnicheskoy akademii*, 2018, is. 229, pp. 205–214. (In Russ.)

*Материал поступил в редакцию 18.03.2020*

---

**Александров В.А., Ржавцев А.А.** Нагруженность механизма привода ходовой системы валочно-пакетирующей машины при технологических переездах // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2020. Вып. 231. С. 91–101. DOI: 10.21266/2079-4304.2020.231.91-101

Разработана математическая модель динамической системы: «Валочно-пакетирующая машина – предмет труда – дерево». Математическое описание

составлено в форме уравнения Лагранжа 2-го рода. Система уравнений решена методом Рунге – Кутты, с помощью среды программирования MathCAD. Аprobация модели осуществлена на примере серийно выпускаемых валочно-пакетирующих машин ЛП – 19А в режимах разгона и стопорения.

**Ключевые слова:** валочно-пакетирующая машина, математическая модель, динамическая нагрузка.

**Aleksandrov V.A., Rzhavtsev A.A.** Stresses in mechanism of travel system of the feller-buncher at technological crossings. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicheskoj Akademii*, 2020, is. 231, pp. 91–101 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2020.231.91-101

In article the dynamic model of system is developed «the operator – skidding tractor – tree bunch». The mathematical description is worked out in the form of the equation of Lagrange second number. The system of the equations is solved concerning elastic deformation of the suspension seats. Model approbation is carried out on an example of serially felling and skidding machine LP-19A.

**Key words:** feller buncher, mathematical model, dynamic load.

---

**АЛЕКСАНДРОВ Валентин Александрович** – профессор Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук.

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

**ALEKSANDROV Valentin A.** – DSc (Technical), St.Petersburg State Forest Technical University.

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

**РЖАВЦЕВ Андрей Аркадьевич** – доцент Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, кандидат технических наук.

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

**RZHAVTSEV Andrei A.** – PhD (Technical), St.Petersburg State Forest Technical University.

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