

10. Заиков Г.Е. Достижения в области вторичного использования пластических масс (обзор) / Г.Е. Заиков // Пластические массы. – 1985. – № 5. – С. 58-61.

11. Гальперин В.М. Переработка отходов термопластов / В.М. Гальперин, Э.Н. Голован, Е.В. Уманская. – М.: Изд-во НИИТЭХИМ, 1988. – 32 с.

Хромьяк У.В. Проблемы и направления утилизации твердых отходов пластмасс

Рассмотрены основные направления вторичной переработки и утилизации полимерных материалов. Проанализирован ряд проблем, которые возникают при использовании вторичного полимерного сырья, а именно: организация сбора, сортировки и первичная обработка полимерных отходов, что особенно касается смешанных, которые преимущественно являются отходами бытового использования. Проанализировано изменение свойств полистирола (ударная вязкость, прочность при растяжении, молекулярная масса, показатель текучести расплава) в процессе многократной переработки.

Ключевые слова: отходы пластмасс, стадии переработки, свойства, утилизация, отрасли применения.

Khromyak U.V. Problems and directions of utilization of hard wastes of plastics

Basic directions of the secondary processing and utilization of polymeric materials are considered. The row of problems which arise up at the use of secondary polymeric raw material is analysed, namely organization of collection, sorting and roughing-out of polymeric ones, that especially touches the mixed wastes which mainly are wastes of the domestic use. The change in the properties of polystyrene (impact strength, tensile strength, molecular weight, melt flow rate) is analyzed during repeated recycling.

Keywords: wastes of plastics, stage of processing, property, utilization, industries of application.

3. ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ЛІСОВИРОБНИЧОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 629.02

Проф. Б.В. Білик, канд. техн. наук;

асист. Н.В. Шевченко, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

МОДЕЛЮВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЛІСОВОЗНОГО АВТОПОТЯГА З УРАХУВАННЯМ ІНЕРЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАКЕТА НАПІВСТВОБУРІВ

Розглянуто методику розрахунку моменту інерції та координат центра маси пакета напівстовбурів за даними щодо його розмірів і ваги. Обґрунтовано схему еквівалентної динамічної моделі для розрахунку вертикальних коливань лісовозного автопотяга з двовісним балансиричним розпуском. Складено математичну модель, яка описує вертикальні коливання автопотяга з урахуванням вертикально-кутових коливань пакета напівстовбурів. Імітаційним моделюванням підтверджено вплив маси та довжини пакета на показники плавності ходу автопотяга.

Ключові слова: лісовозний автопотяг, розпуск, балансирна підвіска, момент інерції, вертикальні коливання, імітаційне моделювання.

Вступ. Складні умови транспортування деревини на лісових дорогах спричиняють значні динамічні навантаження на дорогу, а також ходову систему і агрегати лісовозного автомобіля. Використовуючи математичне та імітаційне моделювання коливань лісовозного авто потяга, можна вибрати потрібні параметри його підвіски та зменшити динамічні навантаження на транспортний засіб і руйнування доріг.

Розподіл мас автопотяга характеризується двома основними параметрами: положенням центрів мас і їхніми моментами інерції. На коефіцієнти розподілу підресорених мас автопотяга впливають розміри пакета деревини і маси основних вузлів автомобіля. Для оцінки вертикальних коливань лісовозного автомобіля-тягача розглянемо методику визначення відповідних моментів інерції та проведемо моделювання руху автопотяга як з пакетом деревини, так і без нього.

Об'єкт і методика. Об'єктом дослідження прийнято лісовозний автопотяг Урал-4320+ГКБ-9851, що складається з трьохосового автомобіля і розпуски (рис. 1).

Еквівалентну динамічну модель для розрахунку вертикальних коливань лісовозного автопотяга з пакетом напівстовбурів розглядатимемо як плоску динамічну систему. Дискретні маси моделі автомобіля і розпуски виконують коливання тільки в поздовжній вертикальній площині вздовж осі z , а розподілена маса пакета деревини – вертикально-кутові відносно поперечної осі y , що проходить через її центр ваги (рис. 2).

У наведеній моделі прийнято такі позначення: m_1, m_2, m_0 – дискретні підресорені маси автомобіля без вантажу; m_0, J_{y0} – маса та момент інерції пакета напівстовбурів; m_p – власна маса розпуски без урахування мас його осей; m_5 – маса одного балансира розпуски; c_{p1}, c_{p2} – жорсткість двох передніх ресор та

жорсткість однієї ресори-балансира автомобіля; $c_{ш}$, $c_{шр}$, $k_{ш}$, $k_{шр}$ – коефіцієнти жорсткості та непружного (в'язкого) опору шин коліс кожної з осей автопотяга; L_Q – довжина пакета; l_k – віддаль між кониками автопотяга; c – поздовжня віддаль від центра ваги O_Q до переднього краю пакета деревини; a_Q, b_Q – координати центра ваги пакета напівстовбурів; α – кутові коливання пакета напівстовбурів.



Рис. 1. Лісовозний автопотяг Урал-4320+ГКБ-9851

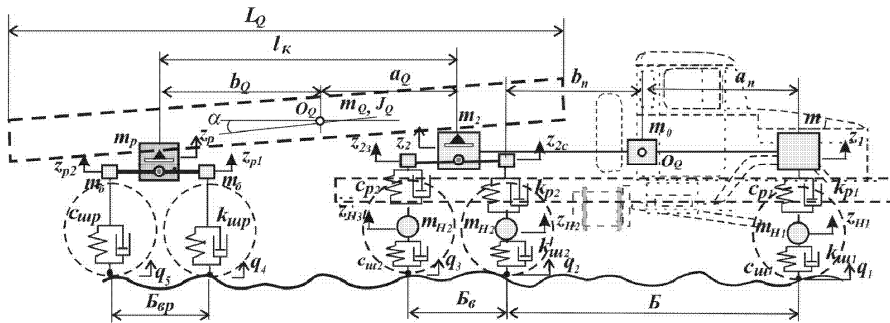


Рис. 2. Схема еквівалентної динамічної моделі для розрахунку вертикальних коливань лісовозного автопотяга

Запропонована нами динамічна модель вертикальних коливань автомобіля з ресорно-балансиною підвіскою відрізняється від загальноприйнятих [2, 3, 6] (рис. 3).

Вважаємо неправильним розташування на схемі пружного (з жорсткістю C) та дисипативного (з коефіцієнтом в'язкого опору K) безмасових елементів розташованих між балансною підвіскою та підресореною масою M , оскільки вісь ресори-балансира жорстко з'єднана з рамою автомобіля.

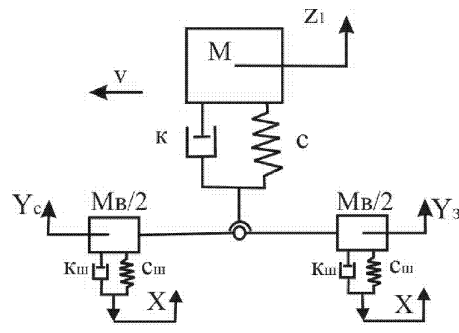


Рис. 3. Розрахункова схема моделі балансної підвіски [6]

У прийнятій нами моделі (рис. 2) пакет напівстовбурів розглядаємо як абсолютно жорстке тіло та описуємо розподіленою масою m_Q і моментом інерції відносно поперечної осі J_{yQ} . Беручи до уваги зменшення діаметрів напівстовбурів по довжині та використовуючи метод числового інтегрування визначено поздовжні координати a_Q , b_Q центра маси O_Q і момент інерції пакета J_{yQ} (рис. 4).

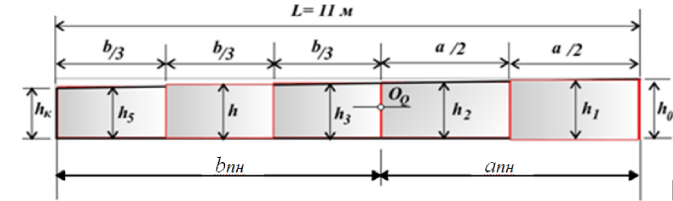


Рис. 4. Розрахункова схема пакета деревини, для визначення координат центра маси і моменту інерції

Оскільки об'єм пакета

$$V_Q = m_Q / \gamma_d,$$

де γ_d – густина деревини (приймаємо 810 кг/м^3), то висоту пакета напівстовбурів можна обчислити як

$$h_Q = \frac{V_Q}{l_Q B_Q k_Q},$$

де: l_Q , V_Q – довжина і об'єм пакета; B_Q , k_Q – ширина та коефіцієнт повноти пакета (приймаємо $k_Q=0,66$); γ_d – густина деревини.

Координати центра маси пакета напівстовбурів a_{nn} і b_{nn} дорівнюватимуть:

$$a_{nn} = \frac{L \left(\frac{m_3}{6} + \frac{3m_4}{6} + \frac{5m_5}{6} \right)}{\frac{3m_1}{4} + \frac{m_2}{4} + \frac{3m_3}{6} + \frac{5m_4}{6}}, \quad b_{nn} = L - a_{nn},$$

де $m_i = k_Q \frac{h_i d \gamma_d a_{nn}}{2}$, $i=1,2$; $m_j = k_Q \frac{h_j d \gamma_d b_{nn}}{3}$, $i=3..5$, $h_1 = h_Q - \frac{a_{nn}}{4} ((h_0 - h_k) / L)$;

$$h_2 = h_Q - \frac{a_{nn}}{2} ((h_0 - h_k) / L); \quad h_3 = h_Q - a_{nn} + \frac{b_{nn}}{6} ((h_0 - h_k) / L);$$

$$h_4 = h_Q - a_{nn} + \frac{b_{nn}}{2} ((h_0 - h_k) / L); \quad h_5 = h_Q - a_{nn} + \frac{5b_{nn}}{6} ((h_0 - h_k) / L).$$

Момент інерції пакета J_{yQ}

$$J_{yQ} = J_{1c} + J_{2c} + J_{3c} + J_{4c} + J_{5c} + m_1 \left(\frac{3a_{nn}}{4} \right)^2 + m_2 \left(\frac{a_{nn}}{2} \right)^2 + m_3 \left(\frac{b_{nn}}{6} \right)^2 + m_4 \left(\frac{b_{nn}}{2} \right)^2 + m_5 \left(\frac{5b_{nn}}{6} \right)^2,$$

де $J_{1c}, J_{2c}, J_{3c}, J_{4c}, J_{5c}$ – моменти інерції частин пакета напівстовбурів, відносно поперечних осей, що проходять через їхні центри ваги.

Для розрахунків приймаємо довжину пакета напівстовбурів $L_0 = 11$ м, передній звис $l_1 = 1$ м, вантажність Урал-4320 $m_{Q1} = 7000$ кг, розпуск ГКБ-9851 вантажністю $m_{Q2} = 8500$ кг. Тоді віддаль між кониками автопотяга на базі Урал-4320 дорівнюватиме:

$$L_k = \frac{m_Q}{m_{Q2}} (a_{nn} - l_1), \quad a_Q = a_{nn} - l_1, \quad b_Q = L_k - a_Q.$$

Поздовжні координати a_n та b_n центра ваги O_n та коефіцієнт розподілу ϵ_{yn} підресореної маси автомобіля Урал-4320 без вантажу визначено на підставі даних щодо мас, габаритних розмірів і розміщення основних агрегатів й вузлів, які закріплені на рамі автомобіля над ресорами підвіски $\epsilon_{yn} = \frac{J_{yn}}{m_{nid} a_n b_n}$ [4].

Наведена еквівалентна динамічна модель автопотяга (рис. 2) має вісім ступенів вільності. За узагальнені координати системи прийнято: $z_1, z_2, z_3, z_{n1}, z_{n2}, z_{n3}, z_{1p}, z_{2p}$. Тоді лінійні вертикальні переміщення мас m_2, m_p і кутове переміщення α , визначаємо за формулами:

$$z_2 = \frac{z_{2c} + z_{2z}}{2}; \quad z_p = \frac{z_{1p} + z_{2p}}{2}; \quad \alpha = \frac{z_{2z} - z_{2c}}{l_k}.$$

Якщо позначити $\lambda_1 = \frac{b_n}{B}, \lambda_2 = \frac{a_n}{B}$, то дискретні маси, що моделі автомобіля підресоренні маси m_n автомобіля без вантажу обчислюються за формулами:

$$m_1 = m_n \epsilon_{yn} \lambda_1; \quad m_2 = m_n \epsilon_{yn} \lambda_2; \quad m_0 = m_n (1 - \epsilon_{yn}).$$

Використовуючи рівняння Лагранжа і позначивши $J_{yQ} / 2l_k^2 = j$, отримуємо систему диференціальних рівнянь, які описують вертикальні коливання автопотяга з пакетом напівстовбурів:

$$\begin{cases} (m_1 + \lambda_1^2 m_0) \ddot{z}_1 + 0,5 m_0 \lambda_1 \lambda_2 (\ddot{z}_{2c} + \ddot{z}_{2z}) + k_{p1} (z_1 - z_{n1}) + c_{p1} (\dot{z}_1 + \dot{z}_{n1}) = 0; \\ (0,25 m_2 + 0,25 m_0 \lambda_2^2 + 0,5 j) (\ddot{z}_{2c} + \ddot{z}_{2z}) + 0,5 m_0 \lambda_1 \lambda_2 \ddot{z}_1 + m_0 \ddot{z}_{2c} - j (\ddot{z}_{1p} + \ddot{z}_{2p}) + k_{p2} (\ddot{z}_{2c} - \ddot{z}_{n2}) + c_{p2} (\dot{z}_{2c} - \dot{z}_{n2}) = 0; \\ (0,25 m_2 + 0,25 m_0 \lambda_2^2 + 0,5 j) (\ddot{z}_{2c} + \ddot{z}_{2z}) + 0,5 m_0 \lambda_1 \lambda_2 \ddot{z}_1 + m_0 \ddot{z}_{2z} - j (\ddot{z}_{1p} + \ddot{z}_{2p}) + k_{p2} (\ddot{z}_{2z} - \ddot{z}_{n3}) + c_{p2} (\dot{z}_{2z} - \dot{z}_{n3}) = 0; \\ m_{n1} \ddot{z}_{n1} + k_{p1} (z_{n1} - z_1) + c_{p1} (\dot{z}_{n1} - \dot{z}_1) = -k_{u1} (\dot{z}_{n1} + \dot{q}_1) - c_{u1} (z_{n1} - q_1); \\ m_{n2} \ddot{z}_{n2} + k_{p2} (z_{n2} - z_{2c}) + c_{p2} (\dot{z}_{n2} - \dot{z}_{2c}) = -k_{u2} (\dot{z}_{n2} + \dot{q}_2) - c_{u2} (z_{n2} - q_2); \\ m_{n3} \ddot{z}_{n3} + k_{p2} (z_{n3} - z_{2z}) + c_{p2} (\dot{z}_{n3} - \dot{z}_{2z}) = -k_{u2} (\dot{z}_{n3} + \dot{q}_3) - c_{u2} (z_{n3} - q_3); \\ \ddot{z}_{1p} (2m_0 + 0,5 j) - j (\ddot{z}_{2c} + \ddot{z}_{2z}) + \ddot{z}_{2p} (m_0 + 0,5 j) = -k_{up} (\dot{z}_{1p} - \dot{q}_4) - c_{up} (z_{1p} - q_4); \\ \ddot{z}_{2p} (2m_0 + 0,5 j) - j (\ddot{z}_{2c} + \ddot{z}_{2z}) + (m_0 + 0,5 j) \ddot{z}_{1p} = -k_{up} (\dot{z}_{2p} - \dot{q}_5) - c_{up} (z_{2p} - q_5). \end{cases}$$

Розглядаючи разом з вертикальними переміщеннями пакета так зване його "хитання", знайдемо моменти інерції J_{yQ1} та J_{yQ2} пакета відносно осей у, що про-

ходять по лінії коника автомобіля і коника розпуску. Ці моменти інерції мають різні числові значення, бо різними є поздовжні координати a_Q, b_Q центра маси O_Q :

$$J_{yQ1} = J_{yQ} + m_Q a_Q^2; \quad J_{yQ2} = J_{yQ} + m_Q b_Q^2.$$

Результати дослідження. На кафедрі лісових машин і гідравліки [4] складено комп'ютерну програму в середовищі Delphi, яка дає змогу розрахувати показники плавності ходу, зокрема середні квадратичні значення пришвидшень вертикальних коливань підресорених мас трьохосового автомобіля-тягача над передньою віссю $\sigma_{z_1}^2$ і над заднім візком $\sigma_{z_2}^2$ та маси над розпуском $\sigma_{z_p}^2$. Нерівності дороги змодельовано у вигляді вибоїн і горбків, висоти і довжини яких характерні для зношених дорожніх покриттів [2], що відповідає умовам руху лісовозних автопотягів дорогами загального призначення (рис. 5).

Рух лісового автопотяга з V=const по дорозі із заданим мікропрофілем

Мікропрофіль M2 Довжина мікропрофіля, м: 1385,5 Кількість нерівн. на 1км: 54,132 Сер. висота нерівностей, см: 5,813

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
LH, м	12,0	0,5	10,0	0,5	12,0	0,5	12,0	0,7	17,0	0,5	10,0	0,5	11,0	0,7	15,0	0,5	12,0	0,7	17,0	0,5	11
hH, см	0,0	-5,0	0,0	-4,0	0,0	-3,0	0,0	-5,0	0,0	-5,0	0,0	-6,0	0,0	-7,0	0,0	4,0	0,0	-5,0	0,0	-8,0	0,1
S, м	12,0	12,5	22,5	23,0	35,0	35,5	47,5	48,2	65,2	65,7	75,7	76,2	87,2	87,9	102,9	103,4	115,4	116,1	133,1	133,6	144
U, с	0,0	1,1	1,1	2,0	2,1	3,1	3,2	4,3	4,3	5,9	5,9	6,8	6,9	7,8	7,9	9,3	9,3	10,4	10,4	12,0	12

i - номер нерівності; LH - довжина нерівності, м; hH - висота нерівності, см

Рис. 5. Діалогове вікно для моделювання мікропрофіля дороги у вигляді вибоїн і горбків

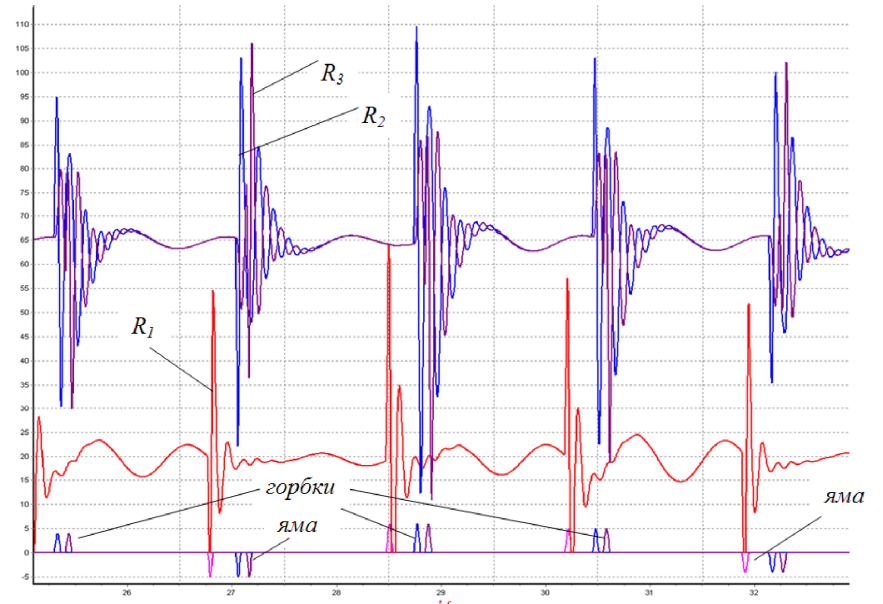


Рис. 6. Нормальні реакції дороги R_1, R_2, R_3 під час переїзду нерівностей (q_1, q_2, q_3 - поточні значення глибини одної ямки чи висоти горбка під колесами передньої, середньої і задньої осей)

Результати імітаційного моделювання виводились у вигляді графіків процесів (рис. 6), пов'язаних з вертикальними коливаннями, а також у вигляді таблиць, в яких фіксувались максимальні переміщення та середні квадратичні пришвидшення підресорених мас автопотяга тощо. Імітаційним моделюванням підтверджено вплив маси та довжини пакета напівстовбурів на показники плавності ходу автопотяга (рис. 7).

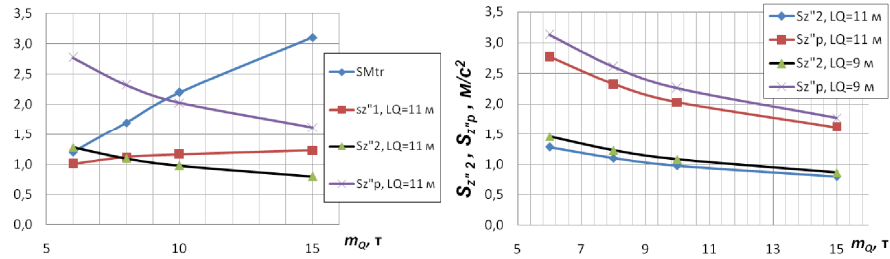


Рис. 7. Залежність показників плавності ходу автопотяга та динамічних навантажень у трансмісії від маси та довжини пакета напівстовбурів

Висновки. Отже, розрахункову динамічну модель, еквівалентну коливальній системі автопотяга, потрібно розглядати як систему дискретних мас автомобіля-тягача і розпуску та розподіленої маси пакета напівстовбурів. Положення центра ваги і момент інерції підресореної частини автомобіля-тягача у складі автопотяга залежить від розмірів та ваги пакета напівстовбурів і автомобіля. Результати імітаційного моделювання вертикальних коливань лісовозного автопотяга показали, що середні квадратичні значення пришвидшень вертикальних коливань підресорених мас (особливо над заднім візком) трьохосового автомобіля-тягача зменшуються зі збільшенням маси пакета напівстовбурів. Однак, збільшення навантаження спричиняє зростання динамічних навантажень у валах трансмісії. Тому запропоновану розрахункову схему і математичну модель автопотяга можна використовувати під час розв'язування багатокритеріальних задач з метою обґрунтованого вибору параметрів їх підвісок.

Література

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. – М.: Вид-во "Машиностроение", 1972. – 392 с.
2. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко. – М.: Вид-во "Машиностроение", 1972. – 372 с.
3. Библиок Н.І. Лісотранспортні засоби: теорія / Н.І. Библиок. – Львів: Вид. дім "Панорама", 2004. – 253 с.
4. Білик Б.В. Оцінка коефіцієнта розподілу підресорених мас лісовозного автомобіля / Б.В. Білик // Наукові праці Лісівничої академії наук України: зб. наук. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України. – 2012. – Вип. 10.
5. Шевченко Н.В. Обґрунтування головних параметрів лісовозних автопотягів за техніко-експлуатаційними критеріями: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / Н.В. Шевченко. – Львів: 2012. – 21 с.
6. Дячук М.В. Дослідження плавності руху багатовісного вантажного автомобіля / М.В. Дячук, О.С. Лиходій // Новини науки Придніпров'я: наук.-практ. журнал. – Сер.: Інженерні дисципліни. – Дніпропетровськ: Вид-во ПРАСІА. – 2003. – № 5. – С. 27-32.

Билик Б.В., Шевченко Н.В. Моделирование вертикальных колебаний лесовозного автопоезда с учетом инерционных параметров пакета полухлыстов

Рассмотрена методика расчета момента инерции и координат центра массы пакета полухлыстов по данным его размеров и веса. Обоснована схема эквивалентной динамической модели для расчета вертикальных колебаний лесовозного автопоезда с двухосным балансирным роспуском и составлена математическая модель, описывающая вертикальные колебания автопоезда с учетом вертикально-угловых колебаний пакета древесины. Имитационным моделированием подтверждено влияние массы и длины пакета на показатели плавности хода автопоезда.

Ключевые слова: лесовозный автопоезд, роспуск, балансирная подвеска, момент инерции, вертикальные колебания, имитационное моделирование.

Bilyk B.V., Shevchenko N.V. Simulation of vertical vibrations of logging train with the inertia parameters of the package trunks

We consider the method of calculating the moment of inertia and center of mass coordinates trunks packet according to its size and weight. Justified equivalent circuit of the dynamic model for the calculation of the vertical oscillations of logging train with a two-axle unsprung dissolution trailer and compiled a mathematical model that describes the vertical vibrations of the train car, including vertical angular vibration trunks package. Simulation modeling confirmed the influence of the mass and the length of the package on the performance trunks ride trains.

Keywords: logging combination, trailer, balance-suspension, time inertsshyi, vertical vibrations simulation.

УДК 666.3.135:667.637.4

Проф. М.М. Гивлюд, д-р техн. наук –

НУ "Львівська політехніка"; аспір. Л.Б. Демидчук – Львівська КА

ФАЗОВІ ТА СТРУКТУРНІ ЗМІНИ У ПРОЦЕСІ ФОРМУВАННЯ ЗАХИСНИХ ПОКРИТТІВ ПРИ НАГРІВАННІ

Розглянуто питання фазових і структурних змін у процесі формування захисних покриттів під час нагрівання. Досліджено закономірності процесів взаємодії силіційорганічних сполук на основі наповнених поліметилфенілсилоксанів з оксидами-наповнювачами та можливості їх застосування для високотемпературного захисту залізобетонних будівельних конструкцій.

Ключові слова: захисне покриття, органосилікатний матеріал, фазові та структурні зміни, поліметилфенілсилоксан.

Високотемпературний і вогневий захист металевих і бетонних конструкцій полягає у створенні на їх поверхні теплоізолювальних щільних екранів з низькою температуропровідністю, які здатні витримувати високі температури й ізолювати поверхню матеріалу від прямої дії агресивних факторів, що зменшує прогрівання підкладки і значно збільшує реальну межу температуростійкості та зберігає його функції за дії високих температур протягом тривалого періоду часу [1].

На цей час високотемпературний захист конструкцій проводять на основі техніко-економічного аналізу із врахуванням таких факторів: відповідної межі температуростійкості, типу конструкції, умов експлуатації конструкції, агресивності навколишнього середовища, трудомісткості робіт під час нанесення покриття [2]. Тому для високотемпературного захисту матеріалів використовують покриття на основі наповнених поліорганосилоксанів [3]. Під час нагріван-