

Моделювання роботи двобарабанного привода підвісної лісотранспортної канатної установки із фрикційною муфтою

Modeling the work of a two-drum drive of a suspended timbertransporting rope system with a friction clutch

Є. М. Лютий, д-р техн. наук, В. В. Бариляк, канд. техн. наук, І. М. Рудько, канд. техн. наук
Національний лісотехнічний університет України, Львів, Україна

Мета. Моделювання роботи двобарабанного привода підвісної канатної лісотранспортної установки із урахуванням характерних особливостей для встановлення взаємозв'язку між темпом вмикання фрикційної муфти та динамічними навантаженнями у ланках привода.

Методи дослідження. Динамічну модель привода підвісної канатної лісотранспортної установки розроблено на основі методу Д'Аламбера. Для чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь руху застосовано модифікований метод Ейлера.

Результат дослідження. Розроблено динамічну модель двобарабанного привода підвісної канатної лісотранспортної установки з двигуном внутрішнього згорання та фрикційною муфтою. У динамічній моделі привода враховано: темп включення фрикційної муфти, можливість роботи двигуна внутрішнього згорання на зовнішній і регуляторній швидкісних характеристиках, характер зміни технологічних сил опору, багатощарове намотування каната на приводний барабан. Змодельована робота привода за різного темпу увімкнення фрикційної муфти, визначено динамічні навантаження, що виникають у фрикційній муфті та передачах привода. Розроблено нові та удосконалено наявні методики, алгоритми і програми для розрахунків динамічних зусиль у ланках привода.

Висновки. Встановлено, що зі зростанням темпу вмикання муфти зменшуються динамічні навантаження у ланках привода лісотранспортної канатної установки. Розроблено рекомендації для вибору швидкості зростання моменту тертя та тривалості увімкнення фрикційної муфти.

Ключові слова: підвісна канатна лісотранспортна установка, динамічна модель привода, динамічні навантаження, темп вмикання фрикційної муфти.

Постановка проблеми

З точки зору економічної ефективності та екологоощадності найбільш прийнятними для природно-виробничих умов діяльності лісгосподарських підприємств в Українських Карпатах є мобільні канатні установки навісного і причіпного типу [1]. У таких канатних установках як базу здебільшого застосовують колісні трактори, а привод переважно влаштовують через вал відбору потужності від трансмісії базової машини. Увімкнення приводних барабанів виконують за допомогою конусних або дискових фрикційних муфт.

Технологічний цикл роботи привода канатної установки містить такі етапи: вибір слабини каната, підймання, стопоріння вантажу із вантажною кареткою, переміщення вантажної каретки вздовж тримального каната. На тривалість кожного із етапів роботи впливають такі параметри: вага вантажу, довжина прольоту установки, координата розташування вантажної каретки в початковий момент часу, висота підймання вантажу, кут нахилу хорди прольоту до горизонту. Схематично підвісну канатну лісотранспортну установку із двобарабанним приводом зображено на рисунку 1.

В наведеній принциповій схемі прийнято такі позначення: L — довжина прольоту канатної установки, $x_E(t_0)$ — координата вантажної каретки в початковий момент часу t_0 , l_A — довжина каната, яка залежить від типу установки [2].

Функціональні можливості канатної установки та її надійність у цілому найбільше залежать від привода. Тому дослідження динамічних навантажень в приводі із урахуванням впливу конструкційних і експлуатаційних параметрів з метою підвищення надійності його роботи є актуальним науково-технічним завданням.

Виділення невирішених частин проблеми. Низький рівень уніфікації схем та вузлів лісотранспортних канатних установок накладає обмеження у застосуванні методик та рекомендацій, які наведено у наявних дослідженнях динаміки приводів вантажопідіймальних та транспортних машин загального призначення. На величину та характер динамічних навантажень у приводах підвісних лісотранспортних установок впливають, окрім ваги вантажу, схема канатної установки, умови експлуатації, конструкційні особливості, багатощарове намотування

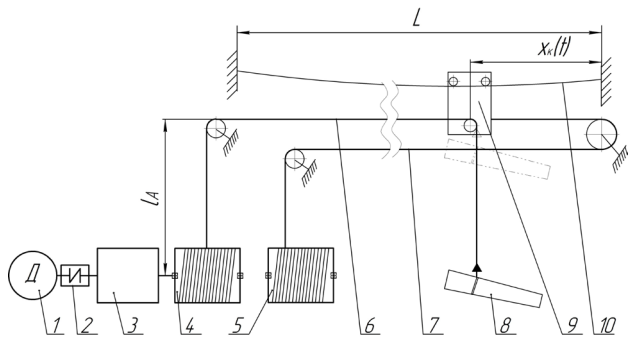


Рисунок 1 — Принципова схема підвісної канатної лісотранспортної установки із двобарабанным приводом:
 1 — двигун; 2 — муфта; 3 — механічні передачі;
 4 — приводний барабан робочого ходу; 5 — приводний барабан зворотного ходу; 6 — тягово-вантажопідіймальний канат; 7 — зворотний канат; 8 — вантаж; 9 — вантажна каретка; 10 — тримальний канат

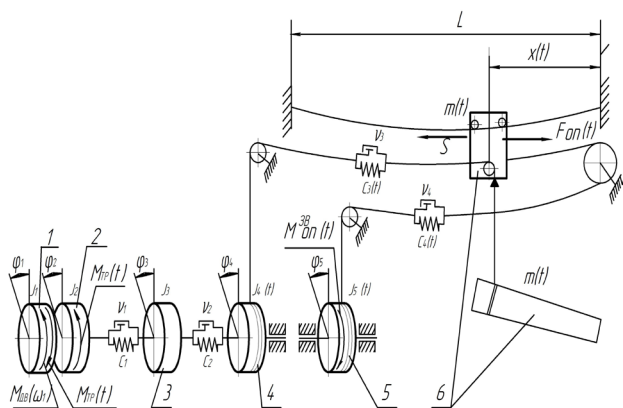


Рисунок 2 — Розрахункова схема двобарабанного привода канатної лісотранспортної установки: 1 — зведена маса рухомих частин двигуна та ведучої частини муфти; 2 — зведена обертова маса веденої частини муфти; 3 — зведена обертова маса механічних передач привода; 4 — обертова маса приводного барабана із намотаним на нього тягово-вантажопідіймальним канатом; 5 — зведена обертова маса приводного барабана із намотаним на нього зворотним канатом; 6 — зведена поступальна маса, яка еквівалентна масам вантажної каретки із вантажем та масам вільних ділянок рухомих канатів

інерції приводного барабана разом із намотаним зворотним канатом, $m(t)$ — зведена поступальна маса, яка еквівалентна масам вантажу, вантажної каретки та рухомого каната, $M_{AA}(\omega)$ — обертовий момент рушійних сил двигуна, $F(t)$ — зведена сила опору переміщенню зведеної поступальної маси $m(t)$, $M_{OD}(t)$ — момент тертя між робочими поверхнями фрикційної муфти, $M_{II}^{CA}(t)$ — зведений момент від сил опору переміщенню зворотного каната та опору обертанню приводного барабана із зворотним канатом, \tilde{n}_1, v_1 — відповідно коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору муфти, \tilde{n}_2, v_2 — відповідно зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору передач привода, $\tilde{n}_3(t), \tilde{n}_4(t)$ — зведені коефіцієнти повздовжньої жорсткості вільних ділянок рухомих канатів, v_3, v_4 — зведені коефіцієнти в'язкого опору рухомих канатів, $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, s$ — зведені координати рухомих мас динамічної моделі, β — кут нахилу хорди прольоту, $H_{T:A}$ — висота підймання вантажу, $x(t)$ — координата вантажної каретки.

рухомих канатів на приводні барабани, а також значна довжина вільних ділянок рухомого каната. Результатів наукових досліджень динаміки приводів канатних лісотранспортних установок, які б враховували більшість із перелічених вище чинників, є недостатньо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В проаналізованих наукових роботах, окрім характеристик приводних двигунів, враховано вільні ділянки рухомих канатів у вигляді дискретних [3, 4] та континуально-дискретних [4] динамічних моделей. Методику, використану в даних працях для моделювання вільних ділянок каната, можна застосувати для дослідження динаміки канатних лісотранспортних установок обмежено, оскільки наведені моделі приводів не враховують багат шарове намотування канатів на приводні барабани і придатні тільки для дослідження короткочасних перехідних режимів за відсутності суттєвої зміни інерційно-масових характеристик приводних барабанів та вільних ділянок рухомих канатів.

У більшості проаналізованих робіт [3, 4, 5] з динаміки приводів, зокрема й із фрикційними муфтами, найбільш несприятливими режимами прийнято вважати пуск або гальмування. Проте у приводах канатних лісотранспортних установок максимальні технологічні навантаження можуть діяти на привод й упродовж подальших після пуску етапів роботи. Зазначена особливість зумовлена характером зміни сили натягу тягово-вантажопідіймального каната [6, 7], а також зростанням зовнішнього обертового моменту від сил опору внаслідок багат шарового намотування каната на приводний барабан.

Викладення основного матеріалу. Для подальшого дослідження привод замінено шестимасовою розрахунковою схемою із зведеними до вала двигуна параметрами (рисунок 2).

На рисунку 2 прийнято такі позначення: I_1 — момент інерції рухомих мас двигуна та ведучої частини муфти, I_2 — зведений момент інерції веденої частини муфти, I_3 — зведений момент інерції механічних передач привода, $I_4(t)$ — зведений момент інерції приводного барабана разом із намотаним тягово-вантажопідіймальним канатом, $I_5(t)$ — зведений момент

Граничні умови, які встановлюють межі часових інтервалів тривалості кожного із етапів технологічного циклу роботи привода, [6, 7]

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq t_1 \leq \frac{Q[L-x_K(t_0)]}{C_{3B} \cdot v}, \\ \frac{Q[L-x_K(t_0)]}{C_{3B} \cdot v} < t_2 \leq \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L-x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{ПЦ}} \right), \\ \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L-x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{ПЦ}} \right) < t_3, \\ t_3 \leq \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L-x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{ПЦ}} \right) + t_C, \\ t_4 > \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L-x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{ПЦ}} \right) + t_C, \\ t_4 \leq \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L-x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{ПЦ}} + \frac{(L-x_K(t_0))}{\cos \beta} + \frac{(gq_K)^2 \cdot (L-x_K(t_0))^3}{24 \cdot H^2} \right) + t_C, \end{array} \right. \quad (1)$$

де C_{3B} — поздовжня жорсткість тягово-вантажопідіймального каната, Q — вага вантажу, v — швидкість намотування каната, t_C — прийняте значення часу стикування (стопоріння) вантажу із вантажною кареткою, t_1, t_2, t_3, t_4 — межі часових інтервалів тривалості відповідно періоду вибору слабину каната, підіймання, стопоріння вантажу із вантажною кареткою та переміщення вантажної каретки вздовж тримального каната [8].

Процес вмикання фрикційної муфти відбувається у два етапи. На першому етапі робочі фрикційні елементи муфти зчеплення обертаються із різними кутовими швидкостями і проковзують, а момент тертя між фрикційними поверхнями муфти зростає.

На другому етапі проковзування відсутнє, кутові швидкості обидвох частин муфти вирівнюються і вони обертаються з однаковою кутовою швидкістю, як одне ціле.

На першому етапі роботи привода (коли $t \in [t_1; t_2]$) відбувається вибір слабину тягово-вантажопідіймального каната, а сам вантаж ще є нерухомим. Диференціальні рівняння руху привода під час вмикання муфти на першому етапі вибору слабину каната у нормальному виді Коші

де $r_i(t)$ — змінний радіус барабана із намотаним тягово-вантажопідіймальним канатом.

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{ДБ}(\varphi_1) - M_{ТР}(t), \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = -v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_1(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{ТР}(t), \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_1(\varphi_2 - \varphi_3) - \\ - v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4), \\ I_4(t) \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) + c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - \\ - c_3(t) \cdot \varphi_4 \cdot r_H^2(t) - \\ - v_3 \left[r_H(t) \frac{d\varphi_4}{dt} + \varphi_4 \frac{d[r_H(t)]}{dt} \right] r_H(t) - \\ - \frac{1}{2} \frac{d\varphi_4}{dt} \frac{d[I_4(t)]}{dt}, \end{array} \right. \quad (2)$$

Зведений момент інерції рухомих мас двигуна внутрішнього I_1 згорання можна визначити за такою формулою [9]

$$I_1 = \frac{a_M \cdot N_{\epsilon \max}}{\left(\frac{n_N}{100} \right)^3}, \quad (3)$$

де a_M — коефіцієнт, який залежить від типу двигуна, $a_M = 150—1890$ [9], n_N — частота обертання вала двигуна за максимальної потужності $N_{\epsilon \max}$.

Змінний радіус барабана із намотаним канатом у довільний момент часу обчислюємо за формулою [6, 7]

$$r_H(t) = \frac{d_{B3}}{2} + d_K \cdot (n'(t) - 0,5), \quad (4)$$

де d_{B3} — діаметр барабана без каната, d_K — діаметр каната, $n'(t)$ — кількість шарів намотаного каната [6].

У приводах підвісних канатних лісотранспортних пристроїв увімкнення фрикційною муфтою приводних барабанів виконують при встановленій частоті обертання вала двигуна і перехідні процеси в двигуні внутрішнього згорання не впливають на привод. Тому розрахунок рушійного обертового моменту двигуна внутрішнього згорання можна проводити в області низькочастотного діапазону коливань, враховуючи тільки постійну складову моменту. Упродовж роботи двигуна із частотою обертання n , меншою за n_N , його обертовий момент можна обчислити за відомою формулою Лейдермана як функцію від частоти або кутової швидкості обертання колінчатого вала [9]. Якщо

ж частота обертання двигуна перевищує n_N , то в інтервалі $n \in [n_N; n_{\max}]$ обертовий момент знижуватиметься внаслідок роботи регулятора частоти обертання і при значенні $n = n_{\max}$ дорівнюватиме нулеві [5]. Для обчислення обертового моменту двигуна в інтервалі частот $n \in [n_N; n_{\max}]$ приймемо умову, що його зниження на регуляторній вітці швидкісної характеристики відбуватиметься за лінійною залежністю [5, 9]

$$M_{\text{ДВ}}(\omega_1) = \frac{M_N (\omega_1 - \omega_{\max})}{\omega_N - \omega_{\max}}, \quad (5)$$

де M_N — обертовий момент двигуна при максимальній потужності, ω_{\max} — максимальна кутова швидкість вала двигуна, ω_N — кутова швидкість вала двигуна при максимальній потужності двигуна (визначають згідно з технічною характеристикою двигуна), ω_1 — поточне значення кутової швидкості вала двигуна.

Максимальне значення кутової швидкості ω_{\max} обчислюємо за формулою [5]

$$\omega_{\max} = \frac{n_N \cdot \pi}{30} \cdot \frac{2 + k_p}{2 - k_p} \quad (6)$$

де k_p — коефіцієнт нерівномірності регулятора частоти обертання вала двигуна $k_p = 0,05—0,1$ [5].

Момент тертя у фрикційній муфті сприймається валами привода як зовнішнє збурення, тому динамічні навантаження у приводі суттєво залежать від параметрів муфти зчеплення. Аналіз наукових досліджень засвідчив, що зростання моменту тертя у муфті зчеплення від нуля до максимального значення можна моделювати лінійною [5] або експонентною [9] залежностями. Експоненціальна залежність для моменту тертя у фрикційній муфті з урахуванням темпу її вмикання має вигляд

$$M_{\text{ТР}}(t) = M_{\text{ТРmax}} (1 - e^{-kt}), \quad (7)$$

де $M_{\text{ТРmax}}$ — максимальний статичний момент тертя в муфті зчеплення, $k = \frac{3}{t_i}$ — константа, яка характеризує темп вмикання муфти зчеплення та нахил кривої кінетичної характеристики тертя між робочими фрикційними поверхнями муфти, t_i — час вмикання муфти зчеплення, $t_M = 0,015—1,5$ с.

Максимальний статичний момент тертя в фрикційній муфті можна визначити із урахуванням коефіцієнта запасу зчеплення [9]

$$M_{\text{ТРmax}} = \beta_{\text{ЗЧ}} \cdot M_{\varepsilon \text{max}} \quad (8)$$

де $M_{\varepsilon \text{max}}$ — максимальний обертовий момент, що його може досягнути двигун внутрішнього згорання, $\beta_{\text{ЗЧ}} = 1,2—1,5$ коефіцієнт запасу зчеплення.

Фрикційна муфта зчеплення працює без проковзування за таких умов: кутові швидкості ведучої та веденої робочих частин муфти однакові, величина моменту тертя між фрикційними поверхнями $M_{\text{ТР}}(t)$ є більшою за динамічний момент на ділянці між зведеною обертовою масою 2 та зведеною масою передачі 3 (рисунок 2). Умови вмикання муфти наступні

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_2}{dt}, \\ v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) \leq M_{\text{ТР}}(t). \end{cases} \quad (9)$$

У разі невиконання умови (9) відбуватиметься пробуксовування. Тоді кут повороту φ_2 й кутову швидкість веденої частини муфти $\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$ визначають таким чином

$$\begin{cases} \varphi_2 = \frac{M_{\text{ТР}}(t) + c_1 \cdot \varphi_3}{c_1}, \\ \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{M_{\text{ТР}}(t) - \left[v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) \right] + v_1 \cdot \frac{d\varphi_3}{dt}}{v_1}. \end{cases} \quad (10)$$

За повного вмикання фрикційної муфти одне диференціальне рівняння описуватиме рух сумарної зведеної обертової маси рухомих частин двигуна та обидвох частин фрикційної муфти. Диференціальні рівняння руху привода, які описують рух механічної частини привода на етапі підйманні вантажу (коли $t \in [t_1; t_2]$), запишемо у нормальному виді Коші

$$\left\{ \begin{aligned}
 &(I_1 + I_2) \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{ДБ}(\varphi_1) - \\
 &-v_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_1(\varphi_1 - \varphi_3), \\
 &I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = v_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + \\
 &+c_1(\varphi_1 - \varphi_3) - v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4), \\
 &I_4(t) \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) + c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - \\
 &-c_3(t) \cdot (\varphi_4 \cdot r_H(t) - s) r_H(t) - \\
 &-v_3 \left[r_H(t) \frac{d\varphi_4}{dt} + \varphi_4 \frac{d[r_H(t)]}{dt} - \frac{ds}{dt} \right] r_H(t) - \\
 &-\frac{1}{2} \frac{d\varphi_4}{dt} \frac{d[I_4(t)]}{dt}, \\
 &m(t) \frac{d^2 s}{dt^2} = c_3(t) \cdot (\varphi_4 \cdot r_H(t) - s) + \\
 &+v_3 \left[r_H(t) \frac{d\varphi_4}{dt} + \varphi_4 \frac{d[r_H(t)]}{dt} - \frac{ds}{dt} \right] - F(t) - \\
 &-\frac{1}{2} \frac{ds}{dt} \frac{d[m(t)]}{dt},
 \end{aligned} \right. \quad (11)$$

Залежно від виконання умов (9) та (10) рух зведених мас двигуна та обох частин фрикційної муфти буде описано диференціальними рівняннями систем (2) або (11). Диференціальні рівняння руху зведених мас двигуна та фрикційної муфти залишатимуться незмінними на усіх етапах роботи привода. Тому для наступних етапів роботи наведено тільки рівняння руху для зведених обертових мас приводних барабанів та зведеної поступальної маси вантажу із вантажною кареткою.

У процесі стопоріння вантажу із вантажною кареткою (коли $t \in [t_2 ; t_3]$) зведена поступальна маса є нерухомою. Диференціальні рівняння руху

$$\left\{ \begin{aligned}
 &m(t) \frac{d^2 s}{dt^2} = c_3(t) \cdot (\varphi_4 \cdot r_H(t) - s) + \\
 &+v_3 \left[r_H(t) \frac{d\varphi_4}{dt} + \varphi_4 \frac{d[r_H(t)]}{dt} - \frac{ds}{dt} \right] - F(t) - \\
 &-\frac{1}{2} \frac{d\varphi_4}{dt} \frac{d[I_4(t)]}{dt}.
 \end{aligned} \right. \quad (12)$$

Диференціальні рівняння руху привода упродовж переміщення вантажу із вантажною кареткою по тримальному канату (коли $t \in [t_3 ; t_4]$) [8]

$$\left\{ \begin{aligned} m(t) \frac{d^2 s}{dt^2} &= c_3(t) \cdot (\varphi_4 \cdot r_H(t) - s) + \\ &+ v_3 \left[r_H(t) \frac{d\varphi_4}{dt} + \varphi_4 \frac{d[r_H(t)]}{dt} - \frac{ds}{dt} \right] - F(t) - \\ &- \frac{1}{2} \frac{ds}{dt} \frac{d[m(t)]}{dt} - c_4(t) \cdot (s - H_{III} - \varphi_4 \cdot r_Z(t)) - \\ &- v_4 \left[\frac{ds}{dt} - r_Z(t) \frac{d\varphi_4}{dt} - \varphi_4 \frac{d[r_Z(t)]}{dt} \right], \\ I_5(t) \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} &= c_4(t) \cdot (s - H_{III} - \varphi_5 \cdot r_Z(t)) \cdot r_Z(t) + \\ &+ v_5 \left[\frac{ds}{dt} - r_Z(t) \frac{d\varphi_5}{dt} - \varphi_5 \frac{d[r_Z(t)]}{dt} \right] \cdot r_Z(t) - \\ &- S_{ЗВ}(t) \cdot r_Z(t) - \frac{1}{2} \frac{d\varphi_5}{dt} \frac{d[I_5(t)]}{dt}, \end{aligned} \right. \quad (13)$$

де $r_Z(t)$ – змінний радіус барабана із намотаним зворотним канатом [2, 6].

Зведену силу, яка враховує змінні зовнішні зусилля опору переміщенню посту-пальної маси на кожному із етапів роботи, можна визначити із таких залежностей [6]:

$$\left\{ \begin{aligned} (t_1 \leq t < t_2) &\Rightarrow F(t) = \frac{Q}{u_{ПП}}, \\ (t_2 < t \leq t_3) &\Rightarrow F(t) = \frac{Q \left(\frac{v}{\sqrt{\frac{Q \cdot [L - x_K(t_0)]}{C_{ЗВ}} \cdot g}} \right)}{u_{ПП}}, \\ (t_3 < t \leq t_4) &\Rightarrow F(t) = \frac{S(t)}{u_{ПП}}, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

де $S(t)$ — сила натягу тягово-вантажопідіймального каната [6], $u_{ПП}$ — передавальне відношення механічних передач привода, $C_{ЗВ}$ — зведені умовні подовжні жорсткості канатної системи упродовж підймання вантажу [6, 10].

Методом числового інтегрування систем диференціальних рівнянь (2), (11), (12), (13) можна визначити параметри руху механічної частини привода: кути повороту і кутові швидкості зведених обертових мас. За відомими параметрами руху зведених мас привода можна побудувати часові залежності динамічних моментів. Обчислимо зведені динамічні моменти, які виникають у механічних передачах M_{d1} та фрикційній муфті M_{d2} привода за формулою

- у механічних передачах

$$M_{d1} = c_{3B1} [\varphi_3 - \varphi_4] + v_2 [\omega_3 - \omega_4], \quad (15)$$

- у муфті

$$M_{d2} = c_{3B1} [\varphi_2 - \varphi_3] + v_1 [\omega_2 - \omega_3]. \quad (16)$$

Для числового інтегрування систем диференціальних рівнянь руху (2), (11), (12), (13) застосовано модифікований метод Ейлера. Числове інтегрування диференціальних рівнянь руху привода та подальший розрахунок динамічних моментів за формулами (15), (16) виконано в системі Mathcad 15.0 за допомогою розробленої прикладної програми. На кожному кроці числового інтегрування необхідно обчислювати такі змінні величини:

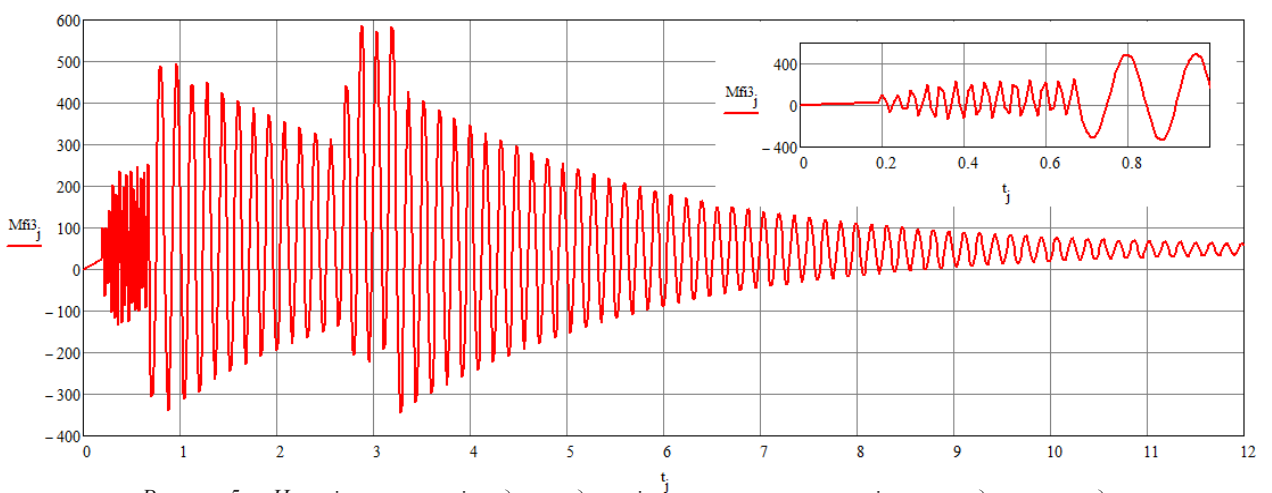
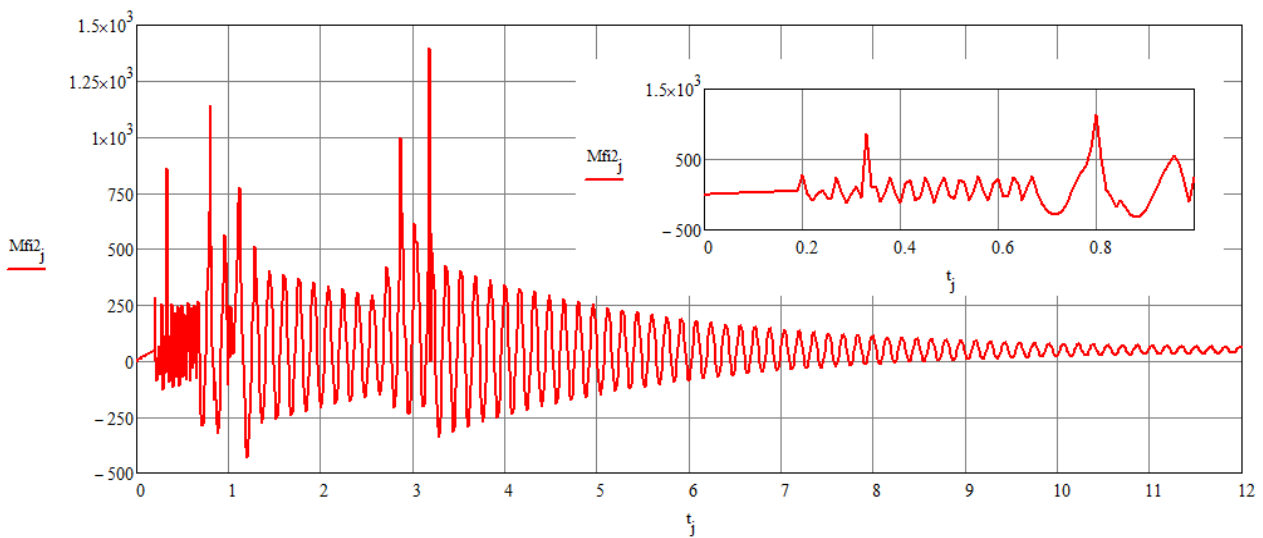
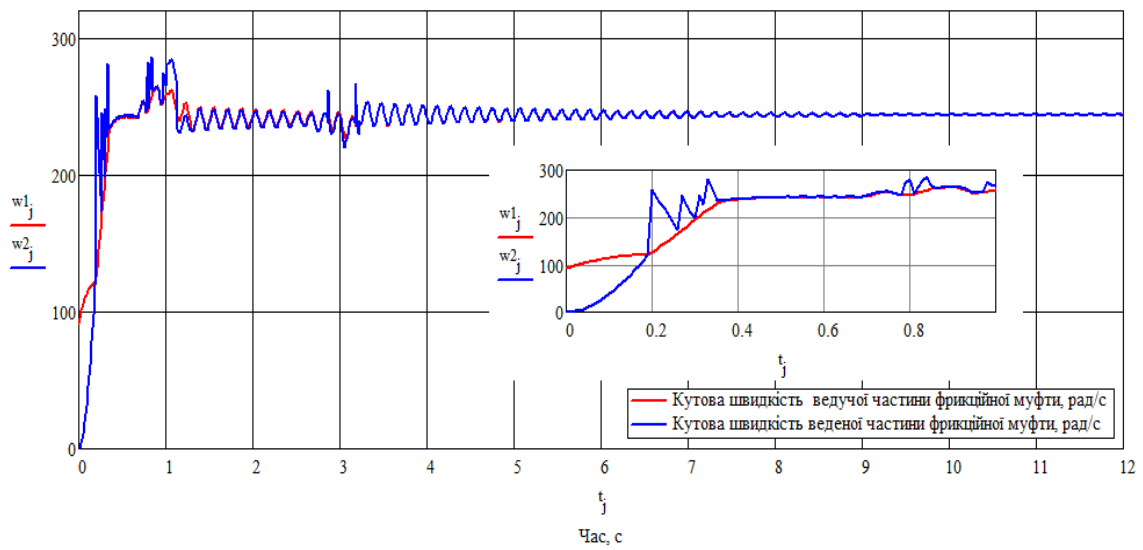
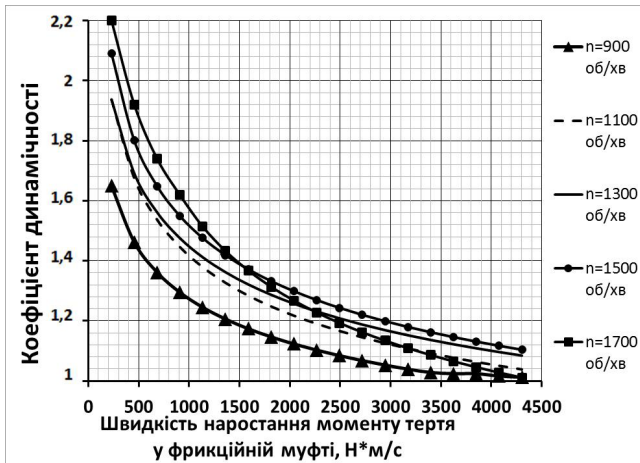


Рисунок 5 — Часові залежності зведеного динамічного моменту в механічних передачах привода



- момент тертя у фрикційній муфті $M_{\text{ТР}}(t)$ з урахуванням умови вмикання (9) та пробуксовування (10),
- обертовий момент двигуна $M_{\text{ТР}}(\omega)$ за формулою Лейдермана з урахуванням виразів, які моделюють роботу двигуна на регуляторній вітці швидкісної характеристики [5, 9],
- момент інерції приводного барабана $I_4(t)$, а також складову, яка враховує зміну моменту інерції барабана $\frac{dI_4(t)}{dt}$ внаслідок багатопарового намотування каната,

На кожному кроці числового інтегрування систем диференціальних рівнянь необхідно перевіряти умови (1), (9), (10). У початковий момент часу t_0 кутова швидкість вала двигуна внутрішнього згорання не дорівнює нулеві і вал обертається із заданою початковою частотою n_0 . Решта елементів привода в початковий момент часу

є нерухомими, а тому кути обертання зведених мас φ , та кутові швидкості ω , зведених мас динамічної моделі дорівнюють нулеві. Початкові умови для чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь руху матимуть такий вигляд: $t_0 = 0, \varphi_1(t_0) = 0, \varphi_2(t_0) = 0, \varphi_3(t_0) = 0, \varphi_4(t_0) = 0, \omega_1(t_0) = (p \cdot n_0) / 30, \omega_2(t_0) = 0, \omega_3(t_0) = 0, \omega_4(t_0) = 0$

Результати моделювання роботи двобарабанного привода підвісної канатної лісотранспортної установки із фрикційною муфтою зображено на рисунках 3—5.

На збільшених фрагментах графіків (рисунок 3) видно, що протягом вмикання муфти ($t = 0,2—0,35$ с) та відриву вантажу від опорної поверхні ($t = 0,8$ с) кутові швидкості ведучої і веденої частин муфти не збігаються, тому що відбувається пробуксовування у фрикційній муфті. При буксуванні в муфті водночас виникають короткочасні пікові динамічні моменти (до $1,4$ кН·м), які швидко згасають (рисунок 4). Значення пікових динамічних моментів перевищують значення номінального моменту в 2—2,5 рази. На графіку зведеного динамічного моменту у механічних передачах привода (рисунок 5) такі короткочасні перевантаження при буксуванні не відбуваються. Отже, зображені на рисунках 4 та 5 графіки ілюструють реалізацію захисних функцій фрикційної муфти від перевантажень передач привода і узгоджуються із результатами відомих наукових досліджень [5]. Для привода підвісної канатної лісотранспортної установки із наведеними вище вхідними даними динамічний момент в передачах привода досягає максимальних значень упродовж відривання вантажу від поверхні (на $0,7—0,8$ с) та в процесі стопоріння вантажу із вантажною кареткою (на $2,8—3,3$ с).

Оцінювання динамічних навантажень у приводі виконано за коефіцієнтом динамічності $k_d = \frac{M_{\text{dlmax}}}{M_n}$,

де M_{dlmax} — максимальне значення зведеного динамічного моменту в механічних передачах привода, обчислене згідно з формулою (15), M_n — зведений момент за номінального навантаження, обчислений згідно за формулою

$$M_n = \frac{Q \cdot r_H(t)}{u_{\text{ПР}}}$$

Важливим експлуатаційним параметром роботи привода із фрикційною муфтою є темп вмикання фрикційної муфти, який можна задати тривалістю вмикання або швидкістю зростання моменту тертя в фрикційній муфті [9]. Результати обчислення коефіцієнта динамічності для різних значень швидкості зростання моменту тертя фрикційної муфти наведено на рисунку 6.

Висновки

1. Відповідно до отриманих результатів розрахунку при наведених вхідних даних динамічний момент у передачах привода досягає максимальних значень упродовж відривання вантажу від поверхні (495 Н·м) та в процесі стопоріння вантажу із вантажною кареткою (590 Н·м). Отже, найбільш потенційно небезпечні режими роботи приводів підвісних канатних лісотранспортних установок виникають упродовж відривання вантажу від опорної поверхні та в процесі стопоріння вантажу із вантажною кареткою, а не в періоди пуску двигуна чи вмикання фрикційної муфти.

2. За значень швидкості зростання моменту тертя менше 2000 Н·м/с спостерігається суттєве (до 2,2 разів) зростання коефіцієнта динамічності навантаження. Менші значення коефіцієнта динамічності при швидшому темпі вмикання муфти (рисунок 6) пояснюються тим, що на першому етапі технологічного

циклу роботи сила натягу тягово-вантажопідіймального каната та момент сили опору зростають поступово за лінійною залежністю. Тоді меншим значенням тривалості вмикання муфти відповідають менші значення моменту сили натягу тягово-вантажопідіймального каната. Тому для зменшення динамічних навантажень на передачі приводів канатних лісотransпортних установок із фрикційними муфтами потрібно зменшувати тривалість вмикання муфти [7] та збільшувати швидкість зростання моменту тертя вище 2000 Н·м/с. Точні значення тривалості вмикання муфти і швидкості зростання моменту тертя можна реалізувати, впроваджуючи в конструкцію приводів канатних лісотransпортних установок елементи автоматизованих систем керування.

Література

1. Коржов, В. Л. Застосування мобільних канатних лісотransпортних установок у Карпатах / В. Л. Коржов, В. С. Кудра // Наукові праці Лісівничої академії наук України. — 2014. — № 12. — С. 242—250.
2. Занегин, Л. А. Машины и механизмы для канатной трелёвки / Занегин Л.А., Воскобойников И.В., Еремеев Н.С. — Москва: МГУЛ, 2004. — 446 с.
3. Kharchenko, Ye. Mathematical modeling of transients in drives of building elevating devices / Ye. Kharchenko, S. Sobkowski // Diagnostyka. Quarterly published by the Polish Society of Technical Diagnostics. — Warsaw, 2005. — Vol. 35. — P. 37—42.
4. Мартинців, М. П. Динаміка та надійність підвісних канатних систем / М. П. Мартинців, Б. В. Сологуб, М. В. Матіішин — Львів: НУ «Львівська політехніка», 2010. — 145 с.
5. Нгуен Хак Туан. Выбор путей снижения динамических нагрузок в механической трансмиссии автомобиля с гибридными силовыми установками : автореф. дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Нгуен Хак Туан, Московский государственный технический университет «МАМИ». — Москва, 2011. — 23 с.
6. Lyutyi, Ye. M. Calculation features of variables process loads acting on the cable timbertransporting plants drive / Ye. M. Lyutyi, V. V. Barylyak, O. M. Yudovytskyi // Forestry, forest, paper and woodworking industry. Interdepartmental scientific and technical research collection. — Lviv: UNFU, 2015. — Vol. 41. — P. 29—39.
7. Кузьо, І. В. Моделювання динамічних навантажень привода мобільної підвісної канатної лісотransпортної установки / І. В. Кузьо, В. В. Баріяк, Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк // Вісник ЛДУ БЖД. — Львів, 2016. — № 14. — С. 182—191.
8. Тисовський, Л. О. Дослідження закономірностей руху вантажу вздовж канатної транспортної установки / Л. О. Тисовський, І. М. Рудько // Підійомно-транспортна техніка. — Дніпропетровськ, 2005. — Вип. 4 (16). — С. 12—18.
9. Білик, Б. В. Теорія самохідних лісових машин / Б. В. Білик, М. Г. Адамовський. — Київ-Львів: ІЗМН, 1998. — 208 с.

References

1. Korzhov, V. L. Mobile forest cableway systems use in the Carpathians / V. L. Korzhov, V. S. Kudra // Scientific works of the Forestry Academy of Sciences of Ukraine. — 2014. — № 12. — S.: 242—250.
2. Zanegyn, L. A. Machines and Mechanisms for cable logging / L. A. Zanegyn, I. Voskoboinikov, N. Yermeev. — Moscow: MGUL, 2004. — 446 p.
3. Kharchenko, Ye. Mathematical modeling of transients in drives of building elevating devices / Ye. Kharchenko, S. Sobkowski // Diagnostyka. Quarterly published by the Polish Society of Technical Diagnostics. — Warsaw, 2005. — Vol. 35. — P. 37—42.
4. Martyntsv, M. P. Dynamics and reliability of suspended cable systems / M. P. Martyntsv, B. V. Sologub, M. V. Matyshin. — Lviv: NU «Lviv politechnik», 2010. — 145 s.
5. Nguyen Hak Tuan. Choosing ways to reduce the dynamic loads in the mechanical transmission of the car with hybrid power plants: dissertation for the degree of the Cand. of Technical Sciences. — Moscow: MGUL University «МАМИ», 2011. — 23 s.
6. Lyutyi, Ye. M. Calculation features of variables process loads acting on the cable timbertransporting plants drive / Ye. M. Lyutyi, V. V. Barylyak, O. M. Yudovytskyi // Forestry, forest, paper and woodworking industry. Interdepartmental scientific and technical research collection. — Lviv: UNFU, 2015. — Vol. 41. — P. 29—39.
7. Kuzio, I. V. The dynamic loads simulation of suspended timbertransporting rope system drive / I. V. Kuzio, V. V. Barliak, L. F. Dzyuba, O. I. Khytriak // Collection of research of the Lviv State University of Life Safety. — Lviv, 2016. — № 14. — P. 182—191.

8. Tysovsky, L. O. Investigation of regularities of cargo movement along transporting rope system / L. O. Tysovsky, I. M. Rudko // *Lifting and conveying equipment*. — Dnipropetrovsk, 2005. — № 4 (16). — P. 12—18.

9. Bilyk, B. V. The theory of self-propelled forest machines / B.V. Bilyk, M. G. Adamovsky. — Kyiv-Lviv: ICTM, 1998. — 208 p.

Надійшла 20.06.2018 року

УДК 630.377.22

Моделирование работы двухбарабанного привода подвесной лесотранспортной канатной установки с фрикционной муфтой

Е. М. Лютый, В. В. Барыляк, И. М. Рудько

Цель. Моделирование работы двухбарабанного привода подвесной канатной лесотранспортной установки с учетом характерных особенностей для установления взаимосвязи между темпом включения фрикционной муфты и динамическими нагрузками в звеньях привода.

Методы исследования. Динамическая модель привода подвесной канатной лесотранспортной установки разработана на основе метода Д'Аламбера. Для численного интегрирования систем дифференциальных уравнений движения применен модифицированный метод Эйлера.

Результаты. Разработана динамическая модель двухбарабанного привода подвесной канатной лесотранспортной установки с двигателем внутреннего сгорания и фрикционной муфтой. В динамической модели учтены: темп включения фрикционной муфты, возможность работы двигателя внутреннего сгорания на внешней и регуляторной скоростных характеристиках, характер изменения технологических сил сопротивления, многослойная навивка каната на приводной барабан. **Выводы.** Установлено, что при повышении темпа включения фрикционной муфты уменьшаются динамические нагрузки, действующие на звенья привода канатной лесотранспортной. Разработаны рекомендации для выбора скорости возрастания момента трения и продолжительности включения фрикционной муфты.

Ключевые слова: подвесная канатная лесотранспортная установка, динамическая модель привода, динамические нагрузки, темп включения фрикционной муфты.

UDC 630.377.22

Modeling the work of a two-drum drive of a suspended timber-transporting rope system with a friction clutch

Ye. M. Lyutyi, V. V. Baryliak, I. M. Rudko

Aim. Modeling of the operation of a two-drum drive of a suspended timbertransporting rope system, taking into account the characteristics, to establish the relationship between the rate of inclusion of the friction clutch and the dynamic loads in the drive links.

Methods of research. Differential equations of mechanical part of the drive motion are developed on the basis of the D'Alembert's method. For the numerical integration of differential equations systems, the modified Euler's method is used.

Results of research. The dynamical model of a two-drum drive of a suspended timbertransporting rope system with an internal combustion engine and a friction clutch is developed. The dynamical model of the drive takes into account: the pace of switching on the friction clutch, the possibility of operation of the internal combustion engine on the external and regulatory high-speed characteristics, the nature of the change of the external forces of technological resistance, multilayer winding of the cable on the drive drum. The work of the drive is simulated for different speeds of the friction clutch activation and the dynamic loads that arise in the friction clutch are determined. New and improved existing methods, algorithms and programs for calculation of dynamic efforts at the links of the drive are developed.

Conclusions. It is established that with an increase in the rate of inclusion of the friction clutch, the dynamic loads acting on the links of the cable forest transport drive are reduced. Based on the research conducted, recommendations for selecting the friction clutch switching speed have been developed.

Keywords: suspended timber transporting rope system, dynamical model of drive, dynamic load, the speed of switching of the friction clutch.