

Визначивши максимальні напруження, можна вирішувати задачі вибору матеріалів, умов роботи та оцінки терміну служби канатних установок.

Література

1. Генсірук С.А. Ліси України. – К.: Наук. думка, 1992. – 408 с.
2. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. – Львів: Тріада плюс, 2003. – 352 с.
3. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
4. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.П. Підвісні канатні лісотранспортні системи. – К.: ІЗМН, 1997. – 156 с.
5. Удовиський О.М. Патент В6/В7/00. а.с. № 24173А. Канатна установка. – 1998.
6. Мартинців М.П., Мартинців В.М., Баріляк В.В., Рудько І.М. Патент 7В6/В7/00. № 2289. Канатна установка з дистанційним керуванням.
7. Белая Н.М., Мищенко А.А. О работе сил трения при изгибе несущих канатов подвесных канатных транспортных систем, как критерий их долговечности// Изв. высш. учеб. заведений. Лесной журнал. – 1989, № 1. – С. 28-38.

УДК 629.113

Проф. Б.В. БІЛИК, канд. техн. наук;

доц. А.Г. КУСИЙ, канд. техн. наук; студ. В.В. ХМІЛЬ – УкрДЛТУ

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВМИКАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОМОБІЛЯ

Отримана динамічна модель трансмісії та комп'ютерна програма для дослідження процесу зрушення автомобіля з місця. Результати свідчать про доцільність змін приводу зчеплення і автоматизації його вмикання.

Prof. B.V. BILYK, doc. A.G. KUSYJ, stud. V.V. CHMIL – USUFWT

Design and research of process of inclusion of car's coupling

Got the dynamic model of transmission and computer program for research the process of car's moving from the place. Results are testified about expedience of coupling's occasion changes and automation of his inclusion.

Для аналізу процесу вмикання фрикційних зчеплень з натискними пружинами і виявлення можливості оптимізації їх конструкції доцільно застосувати математичне моделювання з наступним проведенням обчислювального експерименту за допомогою комп'ютера З достатньою точністю для цього можна застосувати тримасову розрахункову модель, схема якої зображена на рис. 1. Маса маховика двигуна, веденого диска зчеплення (з обертовими масами коробки передач) та поступальна маса автомобіля моделюються зведеними обертовими масами з моментами інерції J_1 , J_2 та J_3 [1]. Пружні властивості трансмісії задані зведеним коефіцієнтом крутильної жорсткості c_{mp} , а дисипативні – зведеним коефіцієнтом в'язкого опору k_{mp} .

Обертний рух мас трансмісії, під час вмикання зчеплення і буксування його дисків, описується системою рівнянь

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_1 - M_2; \\ J_2 + k_{mp} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{mp} (\varphi_2 - \varphi_3) &= M_2; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - k_{mp} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{mp} (\varphi_2 - \varphi_3) &= -M_3, \end{aligned} \quad (1)$$

де: M_1, M_2, M_3 – крутний момент двигуна, момент тертя зчеплення та зведений момент опору рухові автомобіля; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – узагальнені координати системи (кути повороту обертових мас J_1, J_2 і J_3).

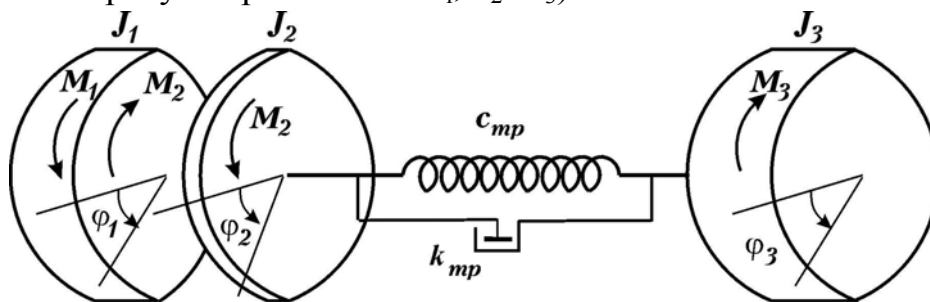


Рис. 1. Схема розрахункової моделі трансмісії під час вмикання зчеплення

Після повного вмикання зчеплення (припинення буксування дисків) система рівнянь (1) перетворюється в систему з двох рівнянь, оскільки маси J_1 і J_2 обертаються як одне ціле під дією вже одного моменту двигуна M_1 :

$$(J_1 + J_2)\ddot{\varphi}_1 + k_{mp}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{mp}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_1,$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 - k_{mp}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{mp}(\varphi_2 - \varphi_3) = -M_3.$$

Момент тертя фрикційних пружинних зчеплень змінюється залежно від натискної сили P . Під час вмикання зчеплення сила P зростає залежно від темпу відпускання педалі зчеплення з деякою швидкістю dP/dt . Тому зміну натискної сили в часі визначаємо як

$$P = \int \frac{dP}{dt} dt. \quad (2)$$

Момент тертя зчеплення визначається залежністю

$$M_2 = R_{cp}\mu z P,$$

де: R_{cp} – середній радіус фрикційних накладок зчеплення; μ – коефіцієнт тертя; z – кількість поверхонь тертя.

Для випадку зрушення автомобіля з місця можна записати

$$M_2 = R_{cp}\mu z \frac{dP}{dt} dt. \quad (3)$$

У більшості автоматичних зчеплень раціональним вважається зміна моменту тертя залежно від частоти обертання вала двигуна за законом параболи [4] $M_2 = A n^2 - B$, де A, B – постійні коефіцієнти.

Беручи до уваги залежність (3), бачимо, що в пружинних зчепленнях такий закон зміни моменту тертя можна реалізувати задаючи швидкість зміни натискної сили, як функцію квадрату частоти обертання вала двигуна

$$\frac{dP}{dt} = k_{dP} \cdot n^2, \quad (4)$$

де k_{dP} – коефіцієнт пропорційності, який характеризує темп відпускання педалі зчеплення під час зрушення автомобіля з місця.

Як відомо, час і робота буксування зчеплення тим менші, чим менша різниця між частотами обертання вала двигуна n і веденого диска зчеплення n_2 . Оскільки під час зрушення з місця початкова частота веденого диска рівна

нулю, то зрозуміло, що доцільно зменшувати початкову частоту обертання вала двигуна $n_{поч}$ і вмикаючи зчеплення не допускати її надмірного зростання чи зниження. Зростання n викличе зростання роботи буксування, а зниження n , нижче ніж частота холостого ходу $n_{хх}$, викликає зупинку двигуна.

З першого рівняння системи (1) видно, що постійну швидкість $\dot{\phi}_1$ обертання вала двигуна можна забезпечити підтримуючи рівність моментів $M_1 = M_2$. Це означає, що вмикання зчеплення буде оптимальним тоді, коли момент двигуна M_1 та момент тертя M_2 будуть приблизно однаковими і зростатимуть з однаковою інтенсивністю. З цієї умови визначимо потрібне значення коефіцієнта k_{dP} , яке під час вмикання зчеплення забезпечить постійну частоту обертання вала двигуна $n = n_{поч}$.

Оскільки крутний момент двигуна залежить від частоти обертання вала двигуна і ступеня подачі пального α , то використавши формулу Лейдермана, запишемо: $M_I = 9550 \alpha N_{e\max} \left(\frac{A}{n_N} + B \frac{n}{n_N^2} - \frac{n^2}{n_N^3} \right)$.

Позначимо:

$$a_M = \frac{9550 N_{e\max} A}{n_N}; \quad b_M = \frac{9550 N_{e\max} B}{n_N^2} n;$$

$$c_M = \frac{9550 N_{e\max}}{n_N^3} n^2; \quad d_P = R_{cp} \mu z.$$

Тоді моменти двигуна і зчеплення обчислюємо як

$$M_1 = \alpha \cdot (a_M + b_M \cdot n - c_M \cdot n^2); \quad (5)$$

$$M_2 = d_P \cdot k_{dP} \cdot n^2 \cdot t. \quad (6)$$

Зміна подачі пального (ступінь переміщення рейки паливного насоса) під час зрушення автомобіля з місця моделюється функцією

$$\alpha = \begin{cases} d\alpha \cdot t & \text{коли } \alpha < \alpha_{BM} \\ \alpha_{BM} & \text{коли } \alpha \geq \alpha_{BM} \end{cases},$$

де α_{BM} – граничне значення α , після досягнення якого водій утримує педаль акселератора в постійному положенні, залежно від конкретних умов вмикання зчеплення.

Беручи до уваги вирази (5) і (6) та зважаючи, що умовою оптимального вмикання зчеплення є підтримування постійного значення частоти обертання вала двигуна $n = n_{поч} = const$, прирівняємо моменти двигуна й зчеплення. Це дасть змогу визначити коефіцієнт k_{dP} , який характеризує темп наростання натискної сили та моменту тертя зчеплення

$$k_{dP} = \frac{a_M + b_M n_{поч} - c_M n_{поч}^2}{e_P n_{поч}^2 t_\alpha} \alpha_{BM},$$

де t_α – середній час буксування зчеплення у заданих умовах його вмикання.

Час t_α залежить від співвідношення тягових властивостей автомобіля та зведеного сумарного опору дороги. Для вибраного водієм ступеня подачі

пального α_{BM} значення t_α є постійним. Це означає, що коефіцієнт k_{dP} для заданого α_{BM} є також постійним.

Проведені обчислювальні експерименти за допомогою розробленої математичної моделі та комп'ютерної програми показали, що роботу буксування і час вмикання зчеплення можна мінімізувати, якщо залежно від навантаження на автомобіль і сумарного опору дороги ψ та ступеня переміщення рейки паливного насоса α_{BM} правильно задати коефіцієнт k_{dP} .

Після проведення серії обчислень процесу зрушення автомобіля з місця з різним навантаженням (від $Q = 0$ до Q_{max}), для різних значень ступеня подачі пального α_{BM} і різного сумарного опору дороги, зафіксовано ті значення t_α , які під час вмикання зчеплення забезпечували для вибраної початкової частоти $n_{поч}$ незначну її зміну (у межах $n_{поч} \pm 15\%$). За отриманими результатами, застосовуючи метод найменших квадратів, апроксимовано залежність t_α від максимального динамічного фактора D_{max} автомобіля та кінцевого ступеня α_{BM} функцією двох аргументів: $t_\alpha = (0,7 \cdot D_{max} + 0,46) \cdot \alpha_{BM} - 1,20 \cdot D_{max} + 0,90$.

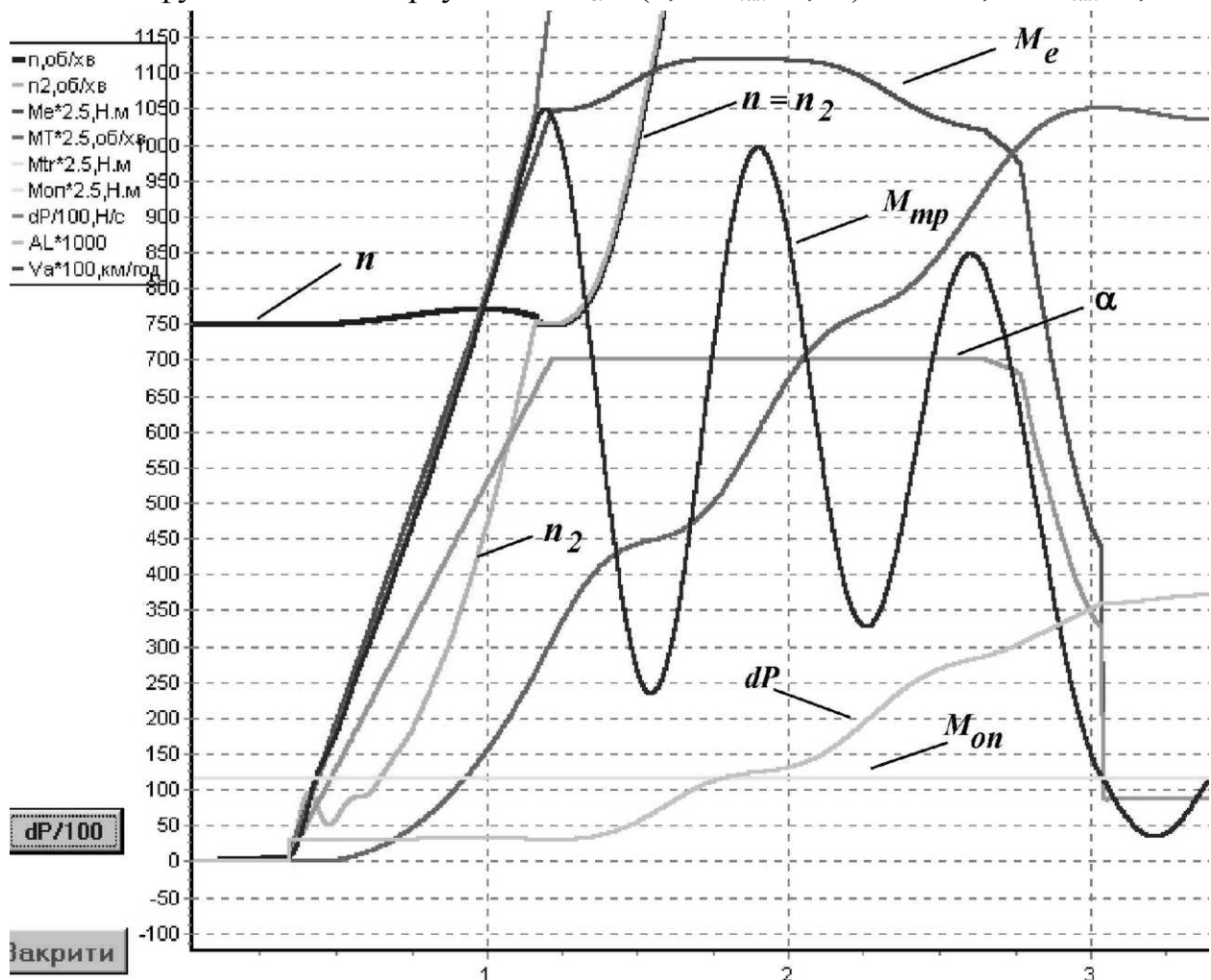


Рис. 2. Результат моделювання процесу зрушення з місця автомобіля КамАЗ

Оскільки для конкретного автомобіля $D_{max} = const$, то оптимальне значення k_{dP} залежить тільки від переміщення рейки паливного насоса α_{BM} і в процесі вмикання зчеплення k_{dP} залишається постійним. Якщо під час вмикання зчеплення частота обертання вала двигуна змінюється незначно, а це є

умовою оптимального вмикання зчеплення, то темп наростання натискної сили dP/dt також практично залишатиметься постійним.

На рис. 2 наведено фрагмент графіка, отриманого під час моделювання процесу зрушення автомобіля КамАЗ-5320 з повним навантаженням ($Q = 80$ кН) на горизонтальній ділянці дороги ($\psi = 0,025$). Для вказаних умов, застосовуючи вищевказаний принцип регулювання натискної сили, отримано такі результати: робота буксування $L_{\delta} = 6520$ Дж, час вмикання зчеплення $t_{\text{вм}} = 1,17$ с, максимальна амплітуда динамічного моменту трансмісії $A_{\text{тр.мах}} = 163$ Н.м, а коефіцієнт динамічності $k_{\delta} = M_{\text{тр.мах}}/M_{e \text{мах}} = 0,66$.

Використовуючи наведену методику можна оптимізувати і розробити технічні засоби для автоматизації процесу вмикання зчеплення будь-якого автомобіля під час зрушення з місця на будь-якій дорозі.

Література

1. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Теорія самохідних лісових машин: Навч. посібник. – Київ-Львів: ІЗМН, 1998. – 208 с.
2. Билык Б.В. Оптимизация процесса включения муфты сцепления лесовозного автомобиля// Лесн. хоз-во, лесн., бум. и д/о пром-сть. – 1990, вып. 21. – С. 53-58.
3. Кусий А.Г., Керницький І.С. Визначення мінімального часу вмикання зчеплення// 36. наук. праць: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: УкрДЛТУ. – 2002, вип. 6. – С. 107-110.
4. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.

Dr. Tolga OZTURK¹; Dr. Murat DEMIR – University of Istanbul, Turkey

WORK PERFORMANCE OF MB TRAC 900 TRACTOR ON MOUNTAINS TERRAIN IN TURKEY

The forestry works mainly involves such various stages as growing, protection, production, wood harvesting, marketing and utilization of forest products. Wood harvesting is performed by completion of cutting, extraction and transporting stages. The most obvious feature of wood harvesting is that the operations are done under various weather conditions open in the field. The measurements and observations were made on 25 work made under different working conditions during cable pulling with MB Trac 900 forest tractor at the harvesting area. The time determinations were made with continuous time measuring technique. Regression analyses were employed for determining the factors. In this paper, the results of studies carried out on the MB Trac 900 forest tractor operated in the Artvin region located in the Northeast Turkey are presented.

Keywords: Extraction, Forest tractors, Wood harvesting, MB Trac 900.

Др. Толга ОЗТУРК, Др. Мурат ДЕМИР – Стамбульський ун-т, Туреччина

Використання трактора MB TRAC 900 в гірських районах Туреччини

Лісогосподарські роботи включають такі стадії: вирощування лісу, його захист, лісозаготівлю та використання лісової продукції. Під час лісозаготівлі виконуються звалювання, трелювання та транспортування деревини в природних польових умо-

¹ University of Istanbul, Faculty of Forestry, 34473 Bahcekoy-Istanbul / TURKEY: Phone: +90.212.226 11 03, Fax: +90.212.226 11 13, tozturk@istanbul.edu.tr, tozturk1972@yahoo.com, mdemir@istanbul.edu.tr