

УДК 630.*36(100)

Б.В. БЛИК¹, М.М. БОРИС²

МОДЕЛЮВАННЯ РОЗГОНУ ТА АНАЛІЗ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ГІДРОПІДТИСКНИМИ МУФТАМИ У КОРОБЦІ ПЕРЕДАЧ

Подано виследи математичного моделювання розгону з місця та динамічних процесів у трансмісії колісного трельовального трактора. Отримано залежності тягово-швидкісних показників і паливної економичності від передатних чисел агрегатів трансмісії. Обґрунтовано раціональні значення передатних чисел роздавальної коробки та рейсового навантаження лісового трактора.

Тракторні трансмісії з фрикційними муфтами у ступінчастих коробках передач дають змогу перемика-ти передачі під час розгону без зупинки, що сприяє збільшенню середньої швидкості, продуктивності та паливної економичності трактора. Механізми вмикання передач у коробках таких трансмісій обладнані фрикційними гідропідтисткними муфтами, які забезпечують мінімально коротке розривання силового потоку та скорочення тривалості перемикавання передач до 0,3-0,8 с [2, 3]. Під час дослідження динамічних навантажень трансмісії лісового трактора Т-157 на кафедрі лісових машин і гідравліки НЛТУ України [1], перед нами поста-ла проблема математичного описання процесу фор-мування моменту на вихідному валі коробки з фрик-ційними муфтами.

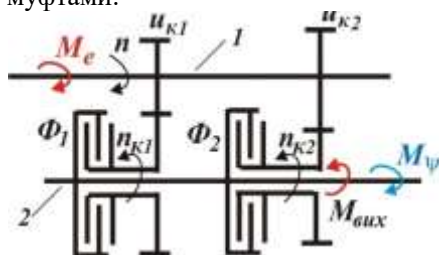


Рис. 1. Фрагмент кінематичної схеми коробки передач:

1, 2 – первинний і вторинний вали; Φ_1, Φ_2 і u_{k1}, u_{k2} – фрикціони вмикання і передатні числа відповідно першої та другої передач; n – частота обертання первинного вала; n_{k1} і n_{k2} – частоти обертання вторинного вала, що відповідають передатним числам u_{k1} і u_{k2} ; M_e і $M_{вих}$ – зведені до вала двигуна крутні моменти відповідно на первинному і вторинному валах коробки передач; M_ψ – зведений момент опору рухові трактора

Для аналізу залежності моментів тертя фрикціонів гідропідтисткних муфт та характеру зміни моменту на вихідному (вторинному) валі коробки розглянемо фрагмент кінематичної схеми коробки, що відповідає фрикціонам і шестірням першої та другої передач (рис. 1). Позначимо моменти тертя фрикціонів вмикання пере-дач $M_{\phi 1}$ і $M_{\phi 2}$. Під час руху трактора на першій пере-

дачі фрикціон Φ_1 увімкнений і його момент тертя є мак-симальним, тобто $M_{\phi 1} = M_{\phi 1 \max}$. Коли вмикають другу передачу, то, залежно від часу t (змінюється від 0 до $t_{пер}$), момент $M_{\phi 1}$ зменшується, а момент тертя фрикці-она $M_{\phi 2}$ зростає за лінійним законом зі швидкістю dM_ϕ , тобто

$$\begin{cases} M_{\phi 1} = M_{\phi 1 \max} - dM_\phi \cdot t; \\ M_{\phi 2} = dM_\phi \cdot t. \end{cases} \quad (1)$$

Якщо момент фрикціона першої передачі $M_{\phi 1}$ більший ніж $M_{\phi 2}$, то буксують диски фрикціона Φ_2 , а вихідний вал коробки передач обертається з частотою n_{k1} . Тоді момент $M_{\phi 1}$ затрачується на створення момен-ту $M_{вих}$ на вихідному валі та долаання тертя у фрикціоні Φ_2 , ведучі диски якого обертаються з частотою n_{k2} і гальмують вихідний вал. Тоді момент двигуна M_e пере-дається на вихідний вал через шестірні першої переда-чі. Коли $M_{\phi 1} < M_{\phi 2}$, то почне буксувати фрикціон Φ_1 і момент двигуна передаватиметься шестірнями другої передачі. Зведений момент $M_{вих}$ дорівнюватиме момен-ту двигуна M_e за умови, що різниця моментів тертя фрикціонів перевищуватиме M_e . Тому зведений момент на вихідному валі коробки передач можна описати як функцію

$$M_{\hat{\phi}} = \begin{cases} M_{\hat{\phi}}, \text{ якщо } (M_{\phi} \neq 0) \wedge (M_{\phi} > M_{\hat{\phi}}); \\ M_{\phi}, \text{ якщо } (M_{\phi} \neq 0) \wedge (M_{\phi} < M_{\hat{\phi}}). \end{cases} \quad (2)$$

де $M_{\phi} = M_{\phi 1} - M_{\phi 2}$.

Момент $M_{вих}$ змінюватиметься за залежністю, зоб-раженою на рис. 2. Протягом близько 0,1 с момент на вихідному валі є меншим ніж момент двигуна – він спа-дає до нуля і знову зростає до M_e (прийнято, що $M_e = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$). Власне на вітці зростання $M_{вих}$ вмикається друга передача.

Для оцінки динамічних процесів під час розгону колісного трактора ми прийняли розрахункову модель трансмісії, зображену на рис. 3. Вона враховує пружні властивості та демпфування механічної трансмісії та наявність муфти зчеплення та коробки, вмикання пере-дачі якої здійснюється фрикційними гідропідтисткними муфтами.

¹ Богдан Васильович БЛИК – член-кореспондент ЛАН України, кандидат технічних наук, професор, Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів. Тел.: +38(032) 233-96-69. E-mail: borysmm@ukr.net

² Микола Михайлович БОРИС – кандидат технічних наук, доцент, Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів. Тел.: +38(032) 233-96-69. E-mail: borysmm@ukr.net

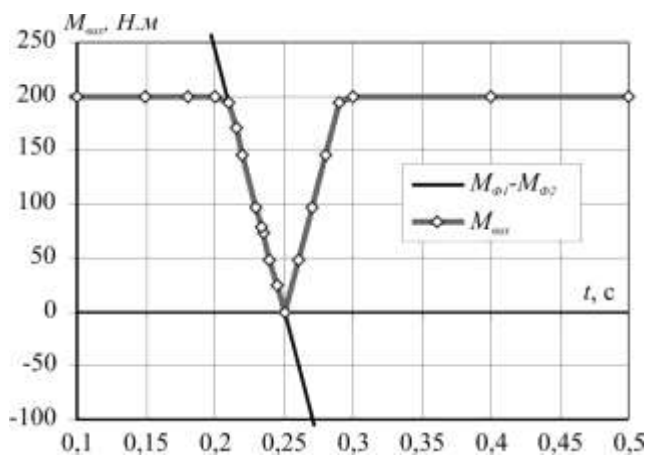


Рис. 2. Залежність моменту $M_{вих}$ на вихідному валі коробки під час перемикання передач (тривалість перемикання передач $t_{пер} = 0,5$ с)

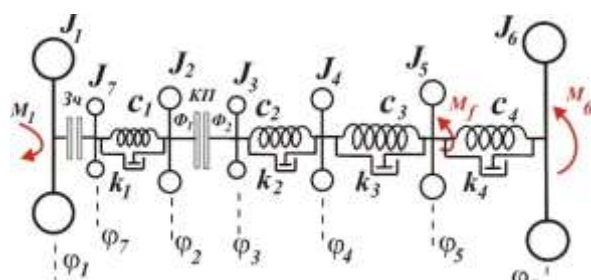


Рис. 3. Схема звведеної розрахункової моделі крутильних коливань трансмісії колісного трактора 4x4 з перемиканням передач гідропідгискними муфтами

На схемі прийнято такі позначення: $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$ і J_7 – звведені моменти інерції обертових мас відповідно двигуна, коробки передач, роздавальної коробки, головних передач переднього та заднього ведучих мостів, колісних редукторів і коліс ведучих мостів, обертової маси, що моделює поступальну масу трактора та обертових мас зчеплення; c_1, c_2, c_3 і c_4 – коефіцієнти крутильної жорсткості валів коробки передач, карданих передач, півосей переднього та заднього ведучих мостів, шин ведучих коліс; k_1, k_2, k_3 і k_4 – коефіцієнти в'язкого опору коробок передач, карданих передач, головних передач, шин ведучих коліс; 3μ – дискова муфта зчеплення; ϕ_1 і ϕ_2 – фрикціони вимикання попередньої та вмикання наступної передачі коробки; M_1, M_f і M_6 – крутний момент двигуна, сумарний момент опору коченту і момент опору рухові трактора.

Складаючи рівняння крутильних коливань трансмісії вказаного типу, треба виділити п'ять етапів розгону трактора з перемиканням передач на ходу:

1) вмикання зчеплення під час зрушення трактора з місця на першій передачі (маси J_1 і J_7 обертаються окремо);

2) розгін на першій передачі при увімкненому зчепленні (маси J_1 і J_7 обертаються разом);

3) вмикання другої передачі (та наступних) за допомогою вимикання фрикціону ϕ_1 і вмикання ϕ_2 . Коли $M_{\phi_1} > M_{\phi_2}$ буксує фрикціон ϕ_2 , а силовий потік передається парою шестерень першої передачі ($M_{вих} = var$, маси J_2 і J_3 обертаються окремо);

4) продовжує вмикатися фрикціон ϕ_2 і буксує фрикціон ϕ_1 , тому силовий потік передається парою шестерень наступної передачі ($M_{вих} = var (M_{\phi_1} < M_{\phi_2})$, маси J_2 і J_3 обертаються окремо);

5) фрикціон ϕ_2 увімкнений повністю і відбувається розгін на увімкненій наступній передачі ($M_{вих} = M_e$, маси J_2 і J_3 обертаються разом).

Кожен з етапів розгону описується окремою системою диференціальних рівнянь і математичних співвідношень, залежно від кількості обертових мас розрахункової моделі та процесів, що тоді протікають. Для прикладу, наведемо систему рівнянь, які відповідають етапові 2, тобто початкові вмикання другої передачі (або наступних), коли буксують фрикціони ϕ_1 і ϕ_2 :

$$\left. \begin{aligned} (J_1 + J_7) \ddot{\phi}_1 + k_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - c_1 (\phi_1 - \phi_2) &= M_1; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 + k_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + c_1 (\phi_1 - \phi_2) &= M_{\phi_2 \phi_1}; \\ J_3 \ddot{\phi}_3 + k_2 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) + c_2 (\phi_3 - \phi_4) &= M_{\phi_2 \phi_3}; \\ J_4 \ddot{\phi}_4 + k_3 (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) + c_3 (\phi_4 - \phi_5) - \\ - k_2 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) - c_2 (\phi_3 - \phi_4) &= 0; \\ J_5 \ddot{\phi}_5 + k_4 (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) + c_4 (\phi_5 - \phi_6) - \\ - k_3 (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5) - c_3 (\phi_4 - \phi_5) &= -M_f; \\ J_6 \ddot{\phi}_6 - k_4 (\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6) - c_4 (\phi_5 - \phi_6) &= -M_6; \\ \dot{\phi}_7 &= \dot{\phi}_1; \\ \phi_7 &= \phi_1. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

На підставі отриманих систем рівнянь та низки допоміжних залежностей ми розробили алгоритм, який дав змогу створити у середовищі Delphi 6 комп'ютерну програму. У програмі передбачено процедури, які обчислюють звведені коефіцієнти жорсткості, в'язкого опору, звведені моменти інерції та значення інших допоміжних величин, а також процедури числового інтегрування цих рівнянь. Після виконаних розрахунків програма видає на дисплеї графіки зміни моментів, частот обертання вала двигуна і вихідного вала коробки передач, швидкості руху трактора та увімкнені передачі, а також числові значення досліджуваних величин.

За результатами розрахунку отримано залежності показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності під час розгону трактора Т-157 від параметрів трансмісії (рис. 4).

Як видно із графіків, для трактора з вантажем при $u_{рк} < 3$ різко збільшується час розгону t_p і середня годинна витрата пального $G_{год\ сер}$. Оскільки трактор Т-157 має три значення передатних чисел роздавальної коробки ($u_{ркI} = 4,832$; $u_{ркII} = 2,182$ і $u_{ркIII} = 0,892$), то доцільно передатне число другого діапазону змінити на $u_{ркII} = 3,1$. Це приведе до істотного зростання середньої швидкості трактора та поліпшить його паливну економічність.

Тривалість розгону для $u_{рк} = 3$ і середня годинна витрата пального значно менше залежать від рейсового навантаження m_Q , тому з позиції паливної економічності і динамічності бажано його збільшити до 7000 кг.

Розроблена математична модель дає змогу досліджувати вплив вагових і геометричних параметрів, потужності двигуна та передатних чисел трансмісії трактора з фрикційними муфтами перемикання передач на його динамічність, швидкісні властивості та паливну економічність.

Урахування пружних, дисипативних та інерційних властивостей трансмісії трактора максимально наближає теоретичні розрахунки до реальних. Це дає підставу стверджувати, що розроблена програма і отримані результати можуть бути використані на стадії проектування колісних тракторів.

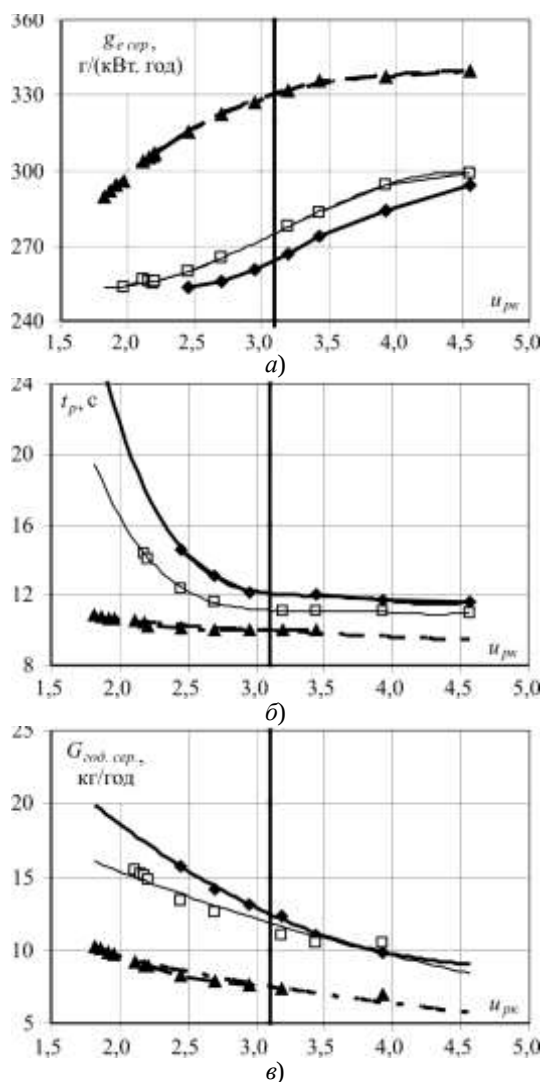


Рис. 4. Залежність часу t_p розгону з місця трактора до теоретично можливої швидкості руху на вищій четвертій передачі (а), середньої за час розгону годинної витрати пального $G_{год,сер}$ (б) і середньої питомої витрати $g_{e,сер}$ (в) від передатного числа роздавальної коробки $u_{рк}$ та рейсового навантаження m_Q ($\blacktriangle$ – 0; $\square$ – 5200 кг; $\blacklozenge$ – 7000 кг)

ЛІТЕРАТУРА

1. Білик Б.В., Борис М.М., Кусий А.Г. Вплив передатних чисел на динамічні навантаження у трансмісії колісного лісового трактора // Науковий вісник НЛТУ України: зб. наук-техн. праць. – Львів: НЛТУ України. – 2007. – Вип. 17.8. – С. 127-132.
2. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3-х кн./ А.Ф. Головчук, В.Ф. Орлов, О.П. Строков; За ред. А.Ф. Головчука. – К.: Грамота, 2003. – Кн.1: Трактори. – 336 с.
3. Тракторы: Теория/ Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

B.V. Bilyk, M. M. Borys

MODELLING THE ACCELERATION AND AN ANALYSIS OF FUEL EFFICIENCY OF WHEEL SKIDDING TRACTOR WITH HYDROPRESSING MUFFS IN THE DRIVE BOX

The results of mathematical modelling for the dispersal from the stand point and dynamic processes in the transmission of a wheel skidding tractor is presented. The dependences of trailing link and speed indication and fuel efficiency from variable gear ration was estimated. The rational significances of the variable gear ration of transmission and route work loading of a forestry tractor.

