При транспортуванні вантажу в поле шнек укладають вздовж правого борта причепа (рис.1). Перед перевантаженням матеріалу в технологічні агрегати його переводять у робоче положення. Включають гідропривод, відкривають шиберну заслінку і починають повільно піднімати платформу причепа. Матеріал самопливом надходить у завантажувальну горловину конвеєра, а потім у технологічні ємкості агрегатів. Виробничі випробування дослідної партії завантажувачів засвідчили, що застосування гідравлічного привода та мінімальна кількість механічних передач забезпечують високу їх надійність.

Отже, з урахуванням відносно невеликих матеріальних та трудових витрат на виготовлення запропонованого завантажувача, а також порівняно малих трудозатрат на його монтаж-демонтаж, що дає змогу при необхідності використовувати причеп за прямим призначенням, застосування даного технічного рішення є досить ефективним.

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ ДИСКІВ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Хоменко М. В., ст. гр. 42-М
Романов О. М., ст. викладач

Трансмісії більшості сучасних сільськогосподарських тракторів виконані за схемою ступінчастої механічної трансмісії, до складу якої входять наступні основні агрегати:

- зчеплення;
- коробка передач;
- диференціал;
- кінцева передача.

Найбільш вразливим вузлом у такого типу трансмісій є зчеплення. Обумовлено це тим, що в основі вибору моделей для розрахунків динамічних процесів у зчепленнях лежать дві суперечливі вимоги: максимальна достовірність опису досліджуваних явищ і мінімальна складність моделі. Перша вимога забезпечується в результаті аналізу відомих розрахункових і експериментальних досліджень, а також додатковими цілеспрямованими дослідженнями даного об’єкту.

Розробка динамічних моделей, призначених для розрахунків процесів, викликаних процесами ввімкнення і вимкнення зчеплення, здійснюється за двома напрямками: 1) моделювання і розрахунок процесів буксування, які

визначають довговічність зчеплення; 2) моделювання і розрахунок динамічних процесів в трансмісії, які характеризують якість функціонування зчеплення і визначають довговічність трансмісії.

Створення динамічних моделей для розрахунків процесів буксування зчеплення починають, як правило, з найпростішої моделі, показаної на рис. 1. Машина і її вузли при цьому представляються абсолютно твердими тілами, на які накладаються фрикційні зв'язки, що блокують відносний рух мас. Основні труднощі в рішенні рівнянь руху мас $J_Д$ і $J_П$ в такій моделі пов'язані із законами зміни граничних моментів $M_Т$ в процесі буксування, законами зміни моменту двигуна $M_Д$ і моменту опору $M_{ОП}$. Закони зміни моментів тертя визначаються зусиллями, що притискують поверхні тертя N, і фрикційними характеристиками пар тертя. Ця модель була покладена в основу розрахунків процесів буксування зчеплення і роботи тертя (буксування) ще в дослідженнях Е. А. Чудакова, Р. З. Вількера, Ю. П. Кирдяшева, В. Е. Малаховського і ін.

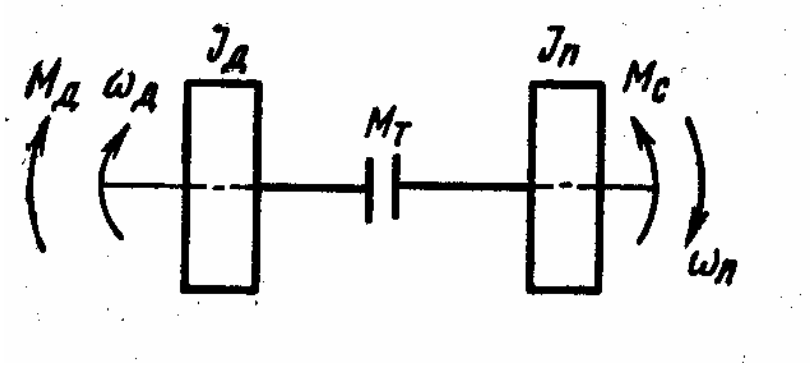

Рис. 1 – Проста динамічна модель, що використовується для розрахунків процесів буксування

Перші динамічні моделі для дослідження поступального руху веденого і нажимного дисків при різкому включенні зчеплення були розроблені П. П. Лукіним і І. З. Луньовим. І. С. Цитович запропонував модель, що враховує буксування зчеплення і ведучих коліс, а також поступальна хода дисків зчеплення. Врахування податливості трансмісії в цій моделі дозволило розрахувати низькочастотні коливання трансмісії. Зіставлення цих коливань з високочастотними поздовжніми коливаннями дисків зчеплення дозволило І. С. Цитовичу зробити висновок про відсутність зв'язку між поздовжніми коливаннями дисків зчеплення і кутовими коливаннями трансмісії. Це положення довгий час визначало розвиток моделей для дослідження динамічних процесів в зчепленні [цитується за С. Г. Борисовим і ін., 1977].

У подальших роботах С. Г. Борисов, Ф. Р. Геккер, А. І. Федоров, Н. Г. Федоров, В. А. Кульов, А. В. Чічінадзе й ін. використовували різні ланцюгові моделі для дослідження динамічних процесів в трансмісіях машин при

включенні зчеплення. У цих роботах автори задавалися різними законами зміни граничного моменту тертя на поверхнях дисків зчеплення.

Розроблені на основі цих моделей методи розрахунків динамічних процесів дозволяли оцінювати лише явища в цілому. Вони не відзначаються високою точністю.

Дослідження динамічних процесів в складних системах стало можливим на ПЕОМ з використанням методів математичного моделювання. Дуже перспективним є використання математичного моделювання динамічних процесів із застосуванням чисельних методів.

Робота зчеплення тракторів характеризується повторними включеннями і виключеннями, що чергуються з паузами. При вимкненому зчепленні між ведучими і веденими частинами існує певний зазор, що забезпечує чистоту виключення зчеплення. Нажимний диск утримується в стані рівноваги силою, яка прикладена оператором до педалі механізму виключення. При зменшенні цієї сили нажимний диск – ведуча частина зчеплення – переміщається під дією нажимних пружин і притискує ведений диск – ведену частину зчеплення – до поверхні маховика двигуна. Граничний момент тертя $M_{T.Г}$ є функцією переміщення нажимного диска в осьовому напрямі, коефіцієнта тертя і радіусу тертя. Під час буксування момент, що передається зчепленням, може бути рівний або не рівний граничному моменту. З найбільшою швидкістю гранич-ний момент тертя змінюється при різкому включенні зчеплення. В цьому випадку ведучі частини наштовхуються на ведені з великими швидкостями. В результаті на поверхнях тертя виникають значні динамічні зусилля. Часто вони набагато перевищують ті збуджуючі, зусилля, що сприймаються агрегатами трансмісії від рушіїв зі сторони опорної поверхні.

Як показує аналіз динамічних процесів в трансмісії, від поздовжніх переміщень дисків при включенні зчеплення залежить величина моменту, що передається на агрегати трансмісії. Момент двигуна, що передається на трансмісію, і граничний момент тертя визначають у всіх можливих режимах руху ведучих і ведених частин: їх відносне просковзування, якщо момент, що передається на трансмісію, рівний граничному моменту тертя; або їх відносний спокій, якщо момент, що передається на трансмісію, менший граничного моменту тертя.

Аналіз величини крутного моменту на валах зчеплення, що були отримані в процесі польових випробувань тракторів, показали, що поряд з низько-частотними крутильними коливаннями виникають високочастотні. Це зумовлює необхідність розробки більш досконалих динамічних моделей роботи зчеплень тракторів.

Характер коливального процесу при включенні зчеплення залежить від пружнофрикційних характеристик трансмісії, а також підвіски, корпуса (остова) трактора і від зовнішніх сил опору.

Сили, що викликають рух машини, створюються двигуном. Колеса машини з ґрунтом мають нежорсткий зв'язок, який за певних умов може порушуватися (колеса трактора буксують або йдуть „юзом”), що проявляється на поведінці механічної системи машини. Таким чином, двигун, зчеплення, трансмісія, рушій, машина, складають єдину динамічну систему, яку необхідно розглядати при побудові розрахункової моделі для дослідження динамічних процесів у трансмісії.

Граничний момент тертя визначається динамічними параметрами поступально рухомих елементів зчеплення і його приводу. Привод зчеплення колісного трактора механічний і може бути представлений динамічною моделлю (рис. 2.) з двома степенями свободи: маса приводу приводиться частково до вижимного підшипника, а частково – до осі обертання педалі. Між масами існує пружний зв'язок. Силу тертя в приводі можна вважати постійною за величиною і залежною від знаку швидкості ковзання маси, приведеної до осі педалі приводу зчеплення. Нажимний і ведений диски при поздовжніх коливаннях сприймають зусилля: пружні, значення яких залежить від жорсткості вижимного диска в осьовому напрямі і жорсткості наживних пружин, і непружні – дисипаційні, які пропорційно швидкості руху (конструктивне демпфування, внутрішнє тертя в матеріалі накладок веденого диску тощо). Корпус (кожух) зчеплення в осьовому напрямку можна вважати абсолютно жорстким.

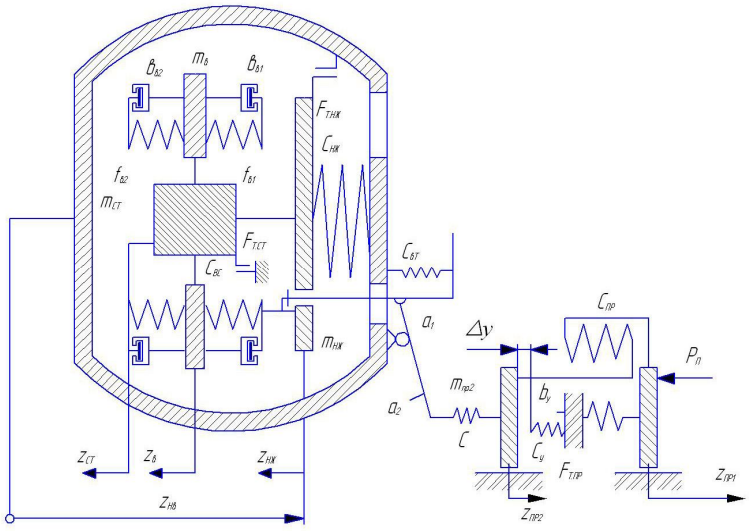

Рис. 2 – Динамічна модель для розрахунку поздовжніх коливань дисків зчеплення і його приводу

При складанні моделі маховик, нажимний диск і ланки між вижим ним підшипником і нажимним диском, крім віджимних важелів, вважаються жорсткими; сили тертя в шарнірах приводу зчеплення і втулках між нажимним диском і муфтою вижимного підшипника входять як постійна добавка до сил опору переміщенню нажимного диска $F_{T.НЖ}$, внутрішнє тертя в матеріалі накладок, і конструкційне демпфування на кожній поверхні тертя оцінюються

силами, пропорційними швидкості відносного переміщення дотичних частин (сили в'язкого тертя); поверхні тертя дисків в процесі включення залишаються нормальними до осі валу зчеплення; при передачі крутного моменту від ведучої частини до веденої сили опору переміщенню нажимного і ведених дисків, а також сила опору в приводі зчеплення – сили тертя; сили непружного опору в трансмісії і підвісці пропорційні відносним (або абсолютним) швидкостям переміщення окремих ланок системи.

У розрахунковій моделі прийняті наступні позначення:

$m_{\text{В}}$ – маса веденого диска без маточини;

$m_{\text{СТ}}$ – маса маточини веденого диска;

$m_{\text{НЖ}}$ – маса ведучого (нажимного) диска;

$m_{\text{ПР1}}$ – маса приводу зчеплення, приведена до осі педалі;

$m_{\text{ПР2}}$ – маса приводу, приведена до муфти зчеплення;

$c_{\text{В}}$ – сумарна жорсткість нажимних пружин;

c – жорсткість віджимних важелів;

$c_{ПР}$ – жорсткість елементів приводу зчеплення;

$c_{\text{ОТ}}$ – жорсткість пружин, що утримують віджимні ричаги;

$c_{\text{У}}$ – жорсткість упору вижимного підшипника;

$c_{\text{ОС}}$ – жорсткість маточини веденого диска;

$c_{\text{ПОВ}}$ – жорсткість пружини повернення педалі;

$f_{\text{В1}}$, $f_{\text{В2}}$ – пружні характеристики веденого диска;

$b_{\text{В1}}$, $b_{\text{В2}}$ – коефіцієнти, що характеризують дисипацію енергію у правій і лівій фрикційних накладках веденого диска;

$b_{У}$ – коефіцієнт демпфування упору;

$F_{\text{Т.СТ}}$, $F_{\text{Т.НЖ}}$ – сили тертя, що перешкоджають переміщенню маточини веденого диска і нажимного диска;

$F_{\text{Т.ПР}}$ – сумарна сила тертя в приводі зчеплення;

a_1/ a_2 – передаточне відношення віджимних важелів;

i – передаточне число приводу зчеплення;

Δ_1, Δ_2, $\Delta_{\text{У}}$ – зазори;

$z_{\text{НЖ0}}$, $z_{\text{ОТ0}}$, $z_{\text{ПР10}}$, $z_{\text{ПР20}}$, – координати, що визначають попереднє підтискання пружних елементів зчеплення;

$z_{\text{НЖ}}$, $z_{\text{В}}$, $z_{\text{СТ}}$, $z_{\text{ПР 1}}$, $z_{\text{ПР 2}}$ – узагальнені координати системи;

$P_{\text{П}}$ – зусилля на педалі.

Диференціальні рівняння руху елементів цих моделей є математичною моделлю динамічних процесів, що відбуваються при включенні зчеплення. В процесі включення зчеплення змінюється структура моделі. Рівняння руху записуємо з використанням принципу Даламбера.

При записі рівнянь, що описують поздовжні коливання дисків зчеплення і його приводу за початок відліку приймаємо положення дисків при вимкненому зчепленні, що надає рівнянням найбільш простого вигляду:

$$
\begin{cases}
m_{\text{пр1}}\ddot{z}_{\text{пр1}} + c_{\text{пр}} \cdot \left(z_{\text{пр1}} - u z_{\text{пр2}}\right) + c_{\text{воз}} z_{\text{пр1}} + F_{\text{т.пр}} \operatorname{sgn} \dot{z}_{\text{пр1}} = \\
\qquad = c_{воз} z_{пр10} - P_n; \\
m_{\text{пр2}}\ddot{z}_{\text{пр2}} + u c_{\text{пр}} \cdot \left(z_{\text{пр1}} - u z_{\text{пр2}}\right) + \delta_1 c\left(z_{пр2} - \dfrac{a_2}{a_1} z_{нж}\right) + \\
\qquad + \delta_y \cdot \left[c_y \cdot \left(z_{\text{пр2}} - \Delta_y\right) + b_y \dot{z}_{\text{пр2}}\right] = 0; \\
m_{\text{нж}}\ddot{z}_{\text{нж}} - \delta_1 \cdot \dfrac{a_2}{a_1} \cdot c\left(z_{пр2} - \dfrac{a_2}{a_1} z_{нж}\right) + \delta_2 c_{от} \cdot \left(z_{от0} + z_{нж}\right) + \\
\qquad + \delta_3 \cdot \left[f_{\text{в1}} \cdot \left(z_{\text{нж}} - \Delta_1 - z_{\text{в}}\right) + b_{\text{в1}}\left(\dot{z}_{\text{нж}} - \dot{z}_{\text{в}}\right]\right. + \\
\qquad + F_{\text{т.нж}} \operatorname{sgn} \dot{z}_{\text{нж}} + c_{\text{нж}} z_{\text{нж}} = c_{\text{нж}} z_{\text{нж0}}; \\
m_{\text{в}}\ddot{z}_{\text{в}} - \delta_3 \cdot \left[f_{\text{в1}}\left(z_{\text{нж}} - \Delta_1 - z_{\text{в}}\right) + b_{\text{в1}}\left(\dot{z}_{\text{нж}} - \dot{z}_{\text{в}}\right)\right] + \\
\quad + \delta_4 \cdot \left[f_{\text{в2}} \cdot \left(z_{\text{в}} - \Delta_2\right) + b_{\text{в2}} \dot{z}_{\text{в}}\right] + c_{\text{ст}}\left(z_{\text{в}} - z_{\text{ст}}\right) + b_{\text{ст}}\left(\dot{z}_{\text{в}} - \dot{z}_{\text{ст}}\right) = 0; \\
m_{\text{ст}}\ddot{z}_{\text{ст}} - c_{\text{ос}} \cdot \left(z_{\text{в}} - z_{\text{ст}}\right) - b_{\text{ст}}\left(\dot{z}_{\text{в}} - \dot{z}_{\text{ст}}\right) + F_{\text{тст}} \operatorname{sgn} \dot{z}_{\text{ст}} = 0
\end{cases}
\tag{1}
$$

У системі диференціальних рівнянь (1) управління змінністю їх структури здійснюється функціями δ_i , які відповідають наступним умовам:

$$
\delta_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } z_{\text{пр2}} - \dfrac{a_2}{a_1} z_{\text{нж}} \le 0 \\ 0 & \text{при } z_{\text{пр2}} - \dfrac{a_2}{a_1} z_{\text{нж}} > 0 \end{cases} \tag{2}
$$

$$
\delta_2 = \begin{cases} 1 & \text{при } \dot{z}_{\text{нж}} \ge 0 \\ 0 & \text{при } \dot{z}_{\text{нж}} < 0 \end{cases} \tag{3}
$$

$$
\delta_3 = \begin{cases} 1 & \text{при } z_{\text{в}} \le z_{\text{нж}} - \Delta_1 \\ 0 & \text{при } z_{\text{в}} > z_{\text{нж}} - \Delta_1 \end{cases} \tag{4}
$$

$$
\delta_4 = \begin{cases} 1 & \text{при } z_{\text{в}} \ge \Delta_2 \\ 0 & \text{при } z_{\text{в}} < \Delta_2 \end{cases} \tag{5}
$$

$$
\delta_y = \begin{cases} 1 & \text{при } z_{\text{пр2}} \ge \Delta_y \\ 0 & \text{при } z_{\text{пр2}} < \Delta_y \end{cases} \tag{6}
$$

Функції δ_i дозволяють в компактній формі записувати весь процес зімкнення і коливань дисків зчеплення. Наприклад, функція δ_3 указує на відсутність (якщо δ_3 = 1) або наявність (якщо δ_3 = 0) зазору між нажимним і веденим дисками, а δ_4 – на наявність (якщо δ_4 = 0) або відсутність (δ_4 = 1) зазору між веденим диском і маховиком двигуна. Функція δ_2 визначає наявність зв'язку нажимного диска з приводом зчеплення. Вона дозволяє описати рух нажимного диска разом з приводом або без нього.