

УДК 621.113.578 + 68.89

АНАЛІЗ ЧАСУ ВКЛЮЧЕННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ З ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМ ПІДСИЛЮВАЧЕМ

© Туренко А. М., Кліменко В. І., Богомолов В. О., Логвінов В. П., Грищенко С. В., 2000
ХДАДТУ, м. Харків

Проаналізовано час включення зчеплення з пневмогідролічним підсилювачем. Наводяться графіки експериментальних досліджень часу включення зчеплення, а також конструктивні схеми гідравлічних та пневматичних дроселів.

Поняття часу включення зчеплення, яке зустрічається у літературних джерелах, достатньо різноманітне. Під часом включення зчеплення t_z деякі автори [1] мають на увазі проміжок часу, за який відбувається буксування зчеплення і кутова швидкість первинного валу коробки передач зростає до кутової швидкості колінчастого валу двигуна. З достатнім ступенем точності цей час можна визначити як час буксування зчеплення t_{δ} .

В іншій роботі [2] вважається, що часом включення зчеплення t_z є місце зростання моменту тертя від нуля до максимального значення, враховуючи, що під час визначення максимального моменту в трансмісії при зрушенні автомобіля водій різко відпускає педаль зчеплення.

Однак, як відмічалось раніше, найбільші динамічні навантаження виникають при "кидку" педалі зчеплення, коли час замикання поверхонь тертя не залежить від дій водія, а визначається пружними і інерційними властивостями зчеплення і його приводу.

Базуючись на експериментальних даних [3] час замикання $t_{зам}$ поверхонь тертя можна розділити на два етапи:

$$t_{зам} = t_1 + t_2, \quad (1)$$

де t_1 - час, необхідний для вибору зазору між поверхнями тертя; t_2 - час збільшення натиснення на поверхню тертя, тобто зростання моменту тертя зчеплення від нуля до максимального значення.

На основі проведених досліджень $t_z = t_2 = (0,25 \dots 0,8)t_1$. При цьому, менше значення відноситься до жорстких дисків, а більше до податливих. Експериментально встановлено [2, 3], що час замикання поверхонь тертя у різних зчепленнях з механічним приводом знаходиться в межах $t_{зам} = (0,04 \dots 0,08)t_z$, час зростання моменту тертя для цих умов $t_z = 0,01 \dots 0,03$ с. Деяке збільшення t_z пов'язане з неминучою наявністю зазорів у трансмісії, але вже із збільшенням початкових обертів дви-

гуна час t_z зменшується і приходить у відповідність з вищевказаною залежністю. У зв'язку з цим початкову частоту обертання колінчастого валу двигуна під час кидку педалі зчеплення для визначення максимального динамічного моменту необхідно приймати рівною частоті режиму максимальної потужності.

Щоб оцінити вплив t_z (далі – час включення зчеплення) на величину динамічних навантажень у зчепленні, необхідно розглянути характер зміни моменту на поверхнях тертя для різноманітних темпів включення зчеплення.

Для опису моменту тертя M_T при включенні зчеплення застосовують багато залежностей, які описують з тим чи іншим ступенем точності реальні процеси, що відбуваються на поверхні тертя.

Реальний характер зміни M_T достатньо різноманітний і залежить від великої кількості початкових навантажувальних параметрів: моменту інерції автомобіля (характеристика автомобіля), приведенного моменту опору (характеристика дороги та автомобіля), швидкості відпускання педалі зчеплення V_{II} , а також початкової кутової швидкості колінчастого валу двигуна (параметри, які залежать від водія).

Під їх впливом формуються проміжні параметри навантажувального режиму: темп включення τ , швидкість буксування, натискне зусилля зчеплення, кут буксування, час буксування t_{δ} і температура деталей.

Як зазначалося раніше, динамічні навантаження на поверхні тертя в значній степені визначаються темпом включення зчеплення. Тому в залежності від темпу включення зчеплення τ , і аналізуючи осцилограми [4], характер зміни M_T може бути розбитий на три основні режими:

плавне включення зчеплення, ($t_z = 2 \dots 5$ с);

нормальний темп включення зчеплення (найбільш розповсюдженні умови експлуатації, $t_z = 1 \dots 2$ с);

різке включення зчеплення, ($t_3 = 0,04 \dots 0,3$ с, залежить від типу приводу зчеплення).

Типовим випадком плавного включення зчеплення є ситуація, коли водій, очікуючи сигналу світлофора, вже увімкнув передачу, і автомобіль починає рухатися з неповною реалізацією натискного зусилля, а також постійною подачею палива. Осцилограма такого процесу буксування зображена на рис. 1.

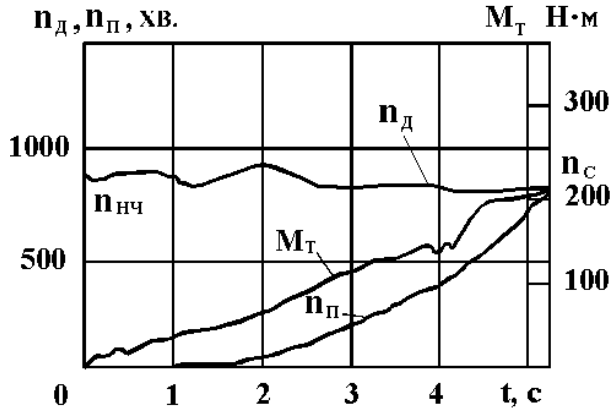


Рис. 1. Осцилограма процесу буксування при плавному включенні зчеплення в момент зрушення з місця автомобіля КамАЗ – 5320 на рівному асфальті.

В даному випадку з достатнім ступенем точності зміну моменту тертя $M_T(t)$ у часі можна вважати лінійною і описати таким рівнянням:

$$M_T(t) = \tau \cdot t, \quad (2)$$

де $t = 0 \dots t_3$ - час зростання моменту тертя (при цьому $t_3 \geq t_0$),

$$\tau = \frac{\Delta M_T}{\Delta t_0}, \quad (3)$$

де ΔM_T - зміна моменту тертя, Δt_0 - проміжок часу, за який змінюється ΔM_T .

Звичайне включення зчеплення супроводжується плавним, без ривків, але достатньо енергійним зрушенням автомобіля з місця. Типова осцилограма другого режиму зображена на рис. 2. В перший період включення M_T зростає значно швидше, ніж у другий, досягаючи максимуму до завершення буксування.

Таким чином, в процесі буксування безперервно змінюється характер зміни M_T , що зумовлює нестационарний режим, який описується такою експоненціальною залежністю [2]:

$$M_T = \beta \cdot M_{emax}(1 - e^{-k \cdot t}), \quad (4)$$

де M_{emax} - максимальний крутний момент двигуна; k - константа, що характеризує темп включення зчеплення, ($k = 3/t_3$).

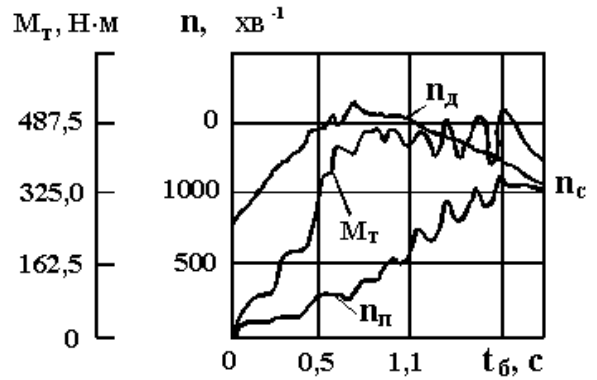


Рис. 2. Осцилограма процесу зрушення автомобіля ЗИЛ – 431410 з місця на рівному асфальті з нормальним темпом включення зчеплення.

Різке включення зчеплення (третій характерний режим) супроводжується значними прискореннями автомобіля і використовується в рідких випадках, наприклад, для того, щоб вивести застряглий автомобіль на дорогу. Для збільшення крутного моменту застосовується кінетична енергія обертових та поступально рухомих частин двигуна, а для підвищення моменту тертя M_T використовується кінетична енергія швидкорухомого натискного диска.

Типова осцилограма такого процесу включення зчеплення зображена на рис. 3.

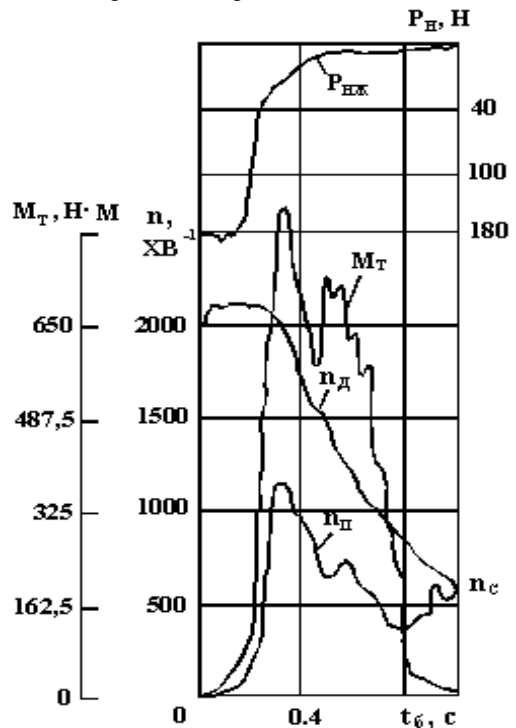


Рис. 3. Типова осцилограма процесу буксування зчеплення при різкому зрушенні автомобіля ЗИЛ – 431410 з місця на рівному асфальті.

Аналізуючи рис. 3 можна зробити висновок, що характер зміни M_T значно відрізняється від звичайного та плавного включення зчеплення. Перший період супроводжується різким збільшенням натискного зусилля $P_{HЖ}$ на поверхнях тертя, яке повністю реалізується до кінця періоду, що супроводжується майже миттєвим зростанням M_T до максимального значення.

Частота обертання ведучих частин зчеплення на етапі буксування зменшується, одночасно зростає частота обертання ведених частин, що обумовлює ривок автомобіля, що супроводжується прослизанням ведучих коліс. На другому етапі буксування M_T різко зменшується до від'ємних значень, а кутові швидкості ведучих та ведених частин зчеплення у кінці буксування зменшуються до значень, дещо перевищуючих кутові швидкості, при яких двигун вимикається.

Характер зміни M_T у часі для даного режиму є суттєво нелінійним, тому його не можна описувати наведеними вище рівняннями. З великою похибкою момент тертя при різкому включенні зчеплення описується таким рівнянням [4]:

$$M_T = 4M_{Tmax} \cdot \frac{t_3}{t_6} \left(1 - \frac{t_3}{t_6}\right), \quad (5)$$

де M_{Tmax} - статичний момент повністю включеного зчеплення.

Час включення зчеплення t_3 на даному етапі є значно меншим часу буксування t_6 . Це є наслідком того, що після різкого замикавання поверхонь тертя на першому коливанні системи виникає динамічний момент M_D і, якщо даний момент є більшим моменту зчеплення коліс з дорогою, відбувається інтенсивне короткочасне пробуксовування ведучих коліс. Після цього спостерігаються поздовжні коливання натискного диску, через що періодично змінне натискне зусилля призводить до пробуксовування зчеплення. Буксування зчеплення триває до тих пір, доки коливання не затухають. Основний вплив на тривалість коливань чинить приведена жорсткість трансмісії, жорсткість натискних пружин і початкова частота обертання колінчастого валу [3].

Для даного режиму визначення темпу включення зчеплення згідно рівняння (5) дає помилковий результат. Тому необхідно скористуватися наступним рівнянням:

$$\tau = \frac{\Delta M_T}{\Delta t_3}, \quad (6)$$

де Δt_3 - зміна часу на включення зчеплення.

Із збільшенням часу включення зчеплення t_3 від 0,01 с до 1 с (темп включення τ зменшується)

зміна M_T поступово досягає характеру, що описується рівнянням (4) для другого режиму включення, який забезпечує зниження динамічних навантажень аж до розрахункового статичного моменту тертя. Однак, збільшення t_3 до даної величини призводить до неприпустимого збільшення теплонавантаженості та зношення пар тертя при переключенні передач і, особливо, у випадку руху повністю навантаженого автомобіля під гору, а також у режимі розкачки застрягнутого автомобіля, що має велике значення для повнопривідних автомобілів КраЗ.

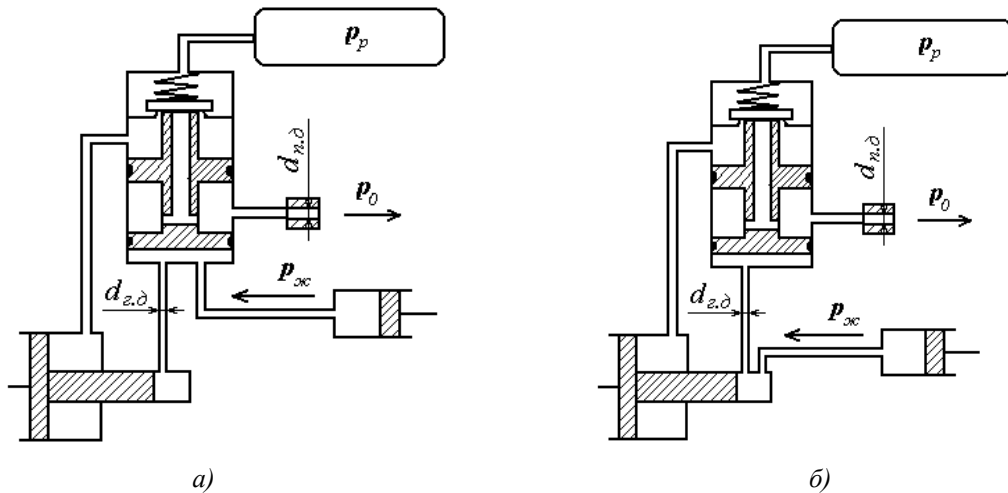
Як свідчать експериментальні дослідження [5], час, витрачений на інтенсивне переключення передачі водієм вантажного автомобіля знаходиться в діапазоні 0,6...0,8 с. Після переключення передачі водій достатньо швидко відпускає педаль зчеплення і практично одночасно натискає на педаль акселератора. При цьому, якщо поверхні тертя до натиснення не встигають зімкнутися, відбувається ривок автомобіля, який супроводжується поздовжніми коливаннями та інтенсивним буксуванням на поверхні тертя. Час на включення зчеплення від загального часу переключення передачі (час від початку зняття навантаження з педалі зчеплення до замикавання дисків $t_{зам}$) складає 35-40% ($t_{зам} = 0,2...0,3$ с).

Виходячи із рівняння (1) для ведених дисків з різною податливістю час включення зчеплення t_3 має бути не більшим від 0,05...0,12 с. Менші значення t_3 приймаються для жорстких дисків.

Отже для зменшення динамічних навантажень та забезпечення припустимої навантаженості поверхонь тертя час включення зчеплення повинен знаходитись у зазначених вище межах.

Забезпечення часу включення зчеплення у визначених межах можливе в приводі керування зчепленням з розробленим на кафедрі "Автомобілів" ХДАДТУ пневмогідролічним підсилювачем (ППП). На базі Волчанського агрегатного заводу були проведені експериментальні дослідження динамічних показників ППП, до складу якого для зміни часу переміщення штоку підсилювача входили у різному поєднанні пневматичні та гідролічні дроселі. В результаті досліджень було оброблено біля 150 осцилограм.

Досліджувалися чотири ППП з різними гідролічними та змінними пневматичними опорами, які виконані згідно двох схем (рис. 4). Діаметри прохідних каналів гідролічного дроселя $d_{2,0} = 3$ та 6 мм; діаметри прохідних каналів пневматичного дроселя, встановленого на виході слідкуючої системи, $d_{n,0} = 3; 2,5; 2; 1,5$ мм.



а) головний циліндр з'єднується з робочим циліндром ПГП через порожнину слідкуючого механізму,
 б) головний циліндр безпосередньо з'єднується з робочим циліндром ПГП

Рис. 4. Схеми установки пневматичних та гідравлічних опорів.

Спочатку досліджувалися ПГП лише з гідравлічними опорами: два ПГП згідно схеми рис. 4а і два ПГП згідно схеми рис. 4б. Діаметри прохідних каналів гідравлічного дроселя $d_{з,д}$ = 3 та 6 мм. Потім досліджувалися ПГП із змінними пневматичними дроселями. Вхідне збурення задавалося різким включенням зчеплення, що відповідало "кидку" педалі. В результаті проведених досліджень було виявлені наступні особливості.

Час переміщення штоків $t_{ПГП}$ другого, третього і четвертого підсилювачів з діаметром повітряного каналу 6 мм однаковий і дорівнює 0,17 с - для однодискового зчеплення ($R=4000$ Н) та $t_{ПГП} = 0,2$ с - для дводискового ($R=1700$ Н). У зв'язку з цим можна зробити висновок, що на час включення зчеплення конструктивні рішення підведення рідини до ПГП суттєвого впливу не мають. Зменшення діаметра підвідного каналу до золотника слідкуючої системи на динамічних показниках не відображається. Тому надалі вищезгадані ПГП можна розглядати як адекватні конструкції.

Зменшення діаметра каналу гідравлічного дроселя $d_{з,д}$ з 6 мм до 3 мм незначно підвищує час включення зчеплення до $t_3 = 0,19$ с. Однак, як і очікувалось, це призводить до збільшення зусилля на педалі зчеплення. Згідно з умовами експерименту вхідне зусилля на штоку головного циліндра задавалося за допомогою пневматичної камери. Вхідний тиск повітря визначався розрахунковим шляхом з умов обмеження максимального зусилля на педалі зчеплення. Критерієм оцінки впливу гідравлічних дроселів на вихідні параметри ПГП є величина часу переміщення штоку при вимиканні зчеплення $t_{ПГП}$. Час фіксувався з однаковими вхідними параметрами: тиск рідини для першого та другого ПГП

$p_{Г.Ц.} = 1,15$ МПа, тиск повітря в ресивері $p_p = 0,6$ МПа, температура повітря $T = 18^\circ\text{C}$. Для першого ПГП середня величина часу виключення $t_3 = 0,64$ с, для другого ПГП - $t_3 = 0,48$ с. Якщо зменшувати час виключення для першого ПГП до часу другого ПГП, то зростає тиск рідини $p_{Г.Ц.}$, що в свою чергу призводить до збільшення зусилля на педалі зчеплення.

Виходячи з вищевикладеного можна зробити висновок, що зменшення діаметра гідравлічного дроселя згідно схеми рис. 4а, призводить до незначної зміни часу включення зчеплення. Крім того, це є шкідливим внаслідок збільшення зусилля на педалі під час виключення зчеплення (ГОСТ 21398-75).

За результатами досліджень впливу повітряних дроселів на час переміщення штока побудована експериментальна крива (рис. 5).

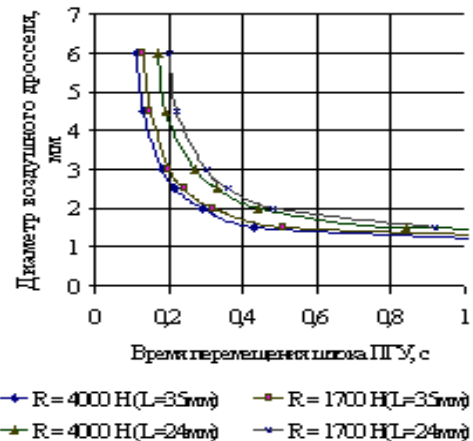


Рис. 5. Вплив навантажувальних та конструктивних параметрів на час переміщення штоку ПГП при включенні зчеплення.

Із зменшенням $d_{n,d}$ значення $t_{ППП}$ зростає, що пояснюється зменшенням площі прохідних каналів дроселя і збільшенням коефіцієнту місцевого опору ξ .

Як гідравлічні, так і пневматичні дроселі потрібні для того, щоб обмежити швидкість зростання моменту тертя зчеплення. Головна перевага використання пневматичних дроселів над гідравлічними - це повна відсутність їх впливу на час виключення зчеплення. Крім того, зменшення діаметра пневматичного дроселя до такої ж величини, як і у гідравлічного, спричиняє значніший вплив на зміну часу переміщення штоку ППП.

Криві, які отримані у випадку переміщення штока $L_{ППП}=24$ мм, характеризують динаміку включення зчеплення конкретного автомобіля. Щоб включити зчеплення автомобіля КрАЗ, необхідно перемістити шток ППП на вказану довжину. В свою чергу час на замикання поверхонь тертя можна виразити рівнянням:

$$t_{зам} = t_{ППП} + t_{В.Х.}, \quad (7)$$

де $t_{В.Х.}$ - час, витрачений на вільний хід штока ППП.

Величина часу включення зчеплення t_3 визначається за формулою (1) і в залежності від режиму експлуатації транспортного засобу порівнюється з рекомендованими значеннями, які розглядалися ви-

ще.

Використання результатів отриманих експериментальних залежностей дає можливість регулювання часу зростання максимального динамічного моменту, змінюючи у широких межах час замикання поверхонь тертя, внаслідок чого знижується динамічна навантаженість деталей зчеплення і трансмісії, а також покращується комфортабельність автомобіля.

1. Румянцев Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений. - М.: Машиностроение, 1975. - 176 с. 2. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др.; под ред. А. И. Гришкевича - Мн.: Выш. шк., 1985. - 245 с. 3. Борисов С. Г., Лапшин С. А., Сухов Э. В. Анализ динамических нагрузок в силовой передаче при включении сцепления // Материалы межвузовской конф. по расчету и проектированию трансмиссии автомобилей, тракторов и тепловозов. П. 1. Минск: БПИ, 1971, С. 119-138. 4. Сцепление транспортных и тяговых машин / Геккер Ф. Р., Шарипов В. М., Щеренкова Г. М. - М.: Машиностроение, 1989. - 344 с. 5. Петров В. А. Автоматические системы транспортных средств. - М.: Машиностроение, 1974. - 336 с.