

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

ЛОГВІНОВ Валерій Павлович

УДК 629.3.026.12:629.062

*РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО
ПІДСИЛЮВАЧА ПРИВОДА КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕNNЯМ
ВЕЛИКОВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ*

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

АВТОРЕФЕРАТ

*дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук*

Харків 2001

Дисертацію є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобілів Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету Міністерства освіти та науки України.

Науковий керівник:

Лауреат державної премії України, кандидат технічних наук, доцент **Клименко Валерій Іванович**, Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет, професор кафедри автомобілів

Офіційні опоненти:

Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор **Лебедев Анатолій Тихонович**, Харківський державний технічний університет сільського господарства, завідувач кафедри "Трактори і автомобілі"

Кандидат технічних наук **Смірнов Володимир Іванович**, АТ "Харківський тракторний завод", заступник головного конструктора

Провідна установа:

ВАТ "Український науково-дослідний інститут сільськогосподарського машинобудування", м. Харків

Захист відбудеться «21» березня 2001 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої Вченої ради ВАК України Д 64.059.02 при Харківському державному автомобільно-дорожньому технічному університеті за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету (м. Харків, вул. Петровського, 25).

Автореферат розісланий «20» лютого 2001 р.

Вченій секретар
спеціалізованої Вченої ради,
д-р. техн. наук, проф.

А.М. Юрченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. Сучасні умови експлуатації автомобілів характеризуються значною напруженістю руху з частими зупинками й інтенсивним розгоном. Водіння автомобіля в цих умовах потребує великої кількості вмикань і вимикань зчеплення. Найбільш гостро стоїть питання полегшення керування зчепленням на автобусах і великовантажних автомобілях. Відомі, два основних напрямки полегшення керування зчепленням: застосування автоматичних зчеплень і застосування різноманітних підсилювачів у приводах зчеплень (сервоприводів). При установці в приводі підсилювачів педаль зчеплення зберігається, але максимальне зусилля, що прикладається до неї, значно зменшується.

Актуальність задачі по розробці і дослідженню нового пневмогідравлічного підсилювача (ПГП) приводу керування зчепленням, що відповідає сучасним вимогам, обумовлюється необхідністю створення працездатної, надійної конструкції підсилювача, що виконує не тільки свої основні функції, але й зменшує динамічну навантаженість елементів трансмісії. Задача ускладнюється відсутністю нормативних документів, в яких викладені вимоги до динамічних параметрів процесу вмикання зчеплення.

Актуальність теми. Дослідження спрямовані на розробку та вдосконалення пневмогідравлічного підсилювача, що сприяє як поліпшенню процесу керування зчепленням великовантажних автомобілів, так і збільшенню ресурсу агрегатів трансмісії шляхом зменшення динамічних навантажень при вмиканні зчеплення. Існуючі конструкції пневмогідравлічних підсилювачів зчеплення мають деякі недоліки, що негативно впливають на експлуатаційні та ергономічні показники керування зчепленням. Крім того, на початковому етапі проектування ПГП, конструктор не має простої, доступної й у той же час достатньо точної методики, яка дозволяє правильно вибрати основні параметри підсилювача, що в результаті негативно впливає як на статичні, так і на динамічні характеристики усього приводу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Даною роботою є складовою частиною досліджень кафедри автомобілів ХГАДТУ, що сприяють вирішенню проблеми "Безпека дорожнього руху" відповідно до нормативних документів України. Комплексна тема досліджень "Системне проектування і конструктування транспортних засобів, що забезпечують необхідну активну безпеку дорожнього руху". Роль автора у виконанні цих науково-дослідних робіт - розробка та дослідження пневмогідравлічного підсилювача приводу керування зчепленням.

Метою даної роботи є вдосконалення процесу керування зчепленням великовантажного автомобіля з пневмогідравлічним підсилювачем.

Задачі дослідження:

1. Сформувати комплексні вимоги до сервоприводів керування зчепленням і на їх основі обґрунтівати вибір принципової схеми приводу зчеплення та

- переважних конструктивних рішень пневмогіdraulічного підсилювача.
2. Дослідити основні шляхи зниження пікових динамічних навантажень у трансмісії і виявити вплив основних параметрів пневмогіdraulічного привода на характер зміни динаміки процесу керування зчепленням;
 3. Розробити математичні моделі роботи зчеплення та приводу з пневмогіdraulічним підсилювачем.
 4. Розробити методику визначення раціонального часу вмикання зчеплення.
 5. Провести експериментальну оцінку розробленої методики та працевдатності приводу зчеплення з пневмогіdraulічним підсилювачем.

Об'єкт дослідження - динамічні навантаження в трансмісії автомобіля, обумовлені процесом керування зчепленням.

Предмет дослідження - особливості процесу керування зчепленням із пневмогіdraulічним підсилювачем.

Методи дослідження. Для досягнення встановленої мети проведено аналіз існуючих конструкцій приводів керування зчепленням і методик їх проектировання, використані методи **математичного моделювання** роботи зчеплення з пневмогіdraulічним приводом, виконано **синтез** конструкції нового пневмогіdraulічного підсилювача, в експериментальній частині роботи застосовані методи **фізичного моделювання**.

Наукова новизна отриманих результатів. Розроблена фізична модель, що дозволяє враховувати зміну сумарного коефіцієнта опору трубопроводів і прохідних перетинів у залежності від швидкості зміни тиску повітря, а також дозволяє враховувати вплив сил тертя, що переважають подовжньому переміщенню дисків зчеплення, у залежності від податливості відомого диска і моменту тертя.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Розроблений пневмогіdraulічний підсилювач зчеплення, після серії іспитів на працевдатність і довговічність, пройшов сертифікацію і впроваджений у серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі, що підтверджується актом впровадження.
2. Отримані значення часу замикання поверхонь тертя відповідно з розробленою методикою визначення раціонального часу вмикання зчеплення, реалізуються в новому пневмогіdraulічному підсилювачі за допомогою дросельного регулювання. Дослідна партія підсилювачів зі змінними пневматичними дроселями пройшла іспити, і рекомендована до серійного виробництва.
3. Запропонована математична модель роботи зчеплення дозволяє корегувати параметри підсилювача з метою мінімізації силової навантаженості агрегатів трансмісії і враховує більшість чинників, що впливають на процес вмикання зчеплення.

4. Пневмогіdraulічний підсилювач використовується для керування зчепленням автомобілів КрАЗ і може бути встановлений у приводах різноманітних транспортних засобів, обладнаних пневмогіdraulічним приводом зчеплення. Методика математичного моделювання роботи пневмогіdraulічного підсилювача і пакет програм можуть бути використані при проектированні та дослідженні інших пневмогіdraulічних апаратів.

Особистий внесок здобувача:

1. Вдосконалено методику розрахунку статичних характеристик пневмогіdraulічного підсилювача, у тому числі досліджено вплив гістерезису на якість регулювання процесу керування зчепленням. Визначено характер залежності статичної характеристики від тиску в пневмосистемі та невірноваженої площині пневмоклапана.
2. Розроблено принципову схему приводу, що дозволяє зберігати змогу керування зчепленням в умовах аварійної роботи пневмогіdraulічного підсилювача.
3. Розроблено динамічну модель зчеплення з механічним приводом, результати дослідження якої були використані при визначенні раціонального часу вмикання зчеплення.
4. Розроблено методику моделювання динамічних характеристик пневмогіdraulічного підсилювача. При розробці алгоритму і програми розв'язання математичної моделі використовувалися чисельні методи інтегрування, при цьому особлива увага приділялася мінімізації допущень, які сприяють відхиленню від реальних перехідних процесів.

Апробація результатів дисертації. Дисертаційна робота обговорена та схвалена на розширеному засіданні кафедри автомобілів Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету. Основні результати досліджень доповідалися: на 62 (1998 р.), 63 (1999 р.) і 64 (2000 р.) науково-технічних і науково-методичних сесіях університету, на науково-технічній конференції «Ергономіка на автомобільному транспорті» (м. Харків, 1997 р.).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані у 4 наукових працях, у тому числі у 3 спеціалізованих виданнях.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів та чотирьох додатків. В роботі 221 сторінка, в том числі: 55 рисунків на 35 сторінках, 2 таблиці на 1 сторінці, додатків на 49 сторінках, список використаних джерел з 109 найменувань на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтована тема дисертаційної роботи, що направлена на вдосконалення привода керування зчепленням транспортного засобу шляхом застосування нового пневмогіdraulічного підсилювача, що відповідає сучасним вимогам до апаратів даного виду.

Перший розділ присвячений огляду та аналізу досліджень, спрямованих на вивчення основних методів розрахунку пневмогідравлічних приводів керування зчепленням.

У розділі розглянуті основні типи існуючих приводів зчеплення. На підставі вимог до приводів зчеплення та аналізу конструкцій пневмогідравлічних підсилювачів (рис. 1), були відокремлені переважні класифікаційні ознаки та рішення, що стосуються роботи та конструкції підсилювача:

1. Відповідність ергономічним вимогам ДСТУ 21389-89.
2. Слідкуючий пристрій повинен забезпечувати слідкування, як по переміщенню, так і по зусиллю на педалі зчеплення.
3. Можливість керування зчепленням при виході з ладу підсилювача.
4. Стабільність статичних і динамічних характеристик підсилювача.
5. Наявність елементів, що забезпечують плавне вимикання зчеплення.
6. Час вимикання зчеплення не більше 0,25 с.
7. Широкий діапазон коефіцієнта підсилення.
8. Компонуюча схема у виді моноблока.
9. Наявність поршневого слідкуючого елемента.
10. Наявність випускного вікна і розташування його в нижній частині підсилювача.
11. Плоский пневматичний клапан.
12. Виняток прориву стислого повітря в гідравлічну частину приводу.
13. Мінімальна кількість ущільнюючих елементів.
14. Технологічність і невисока вартість виробу.



Рис.1 Основні класифікаційні ознаки пневмогідравлічних підсилювачів

В другому розділі проводиться теоретичне обґрунтування вибору схеми і параметрів спроектованого пневмогідравлічного підсилювача. Розрахункові схеми

до вибору основних параметрів ПГП і механізму стежачої дії (рис. 2) були розроблені відповідно з приведеними вище переважними класифікаційними ознаками та рішеннями.

Максимальна сила на штоці ПГП, що розвивається пневматичним циліндром підсилювача для повного вимикання зчеплення,

$$F_{\text{п.н.}} = R - P_n \cdot i_n \cdot \frac{f_{\text{р.н.}}}{f_{\text{г.н.}}}, \quad (1)$$

де R - сумарне зусилля на штоці ПГП; P_n - максимальне зусилля на педалі зчеплення; i_n - передаточне співвідношення; $f_{\text{р.н.}}$ і $f_{\text{г.н.}}$ - відповідно площа робочого і головного циліндрів.

Від правильного вибору параметрів слідкуючої системи, залежать не тільки статичні характеристики ПГП, але й динамічні показники, тому в процесі розрахунку необхідно по можливості уникати різноманітного роду допущень і враховувати найбільше число чинників, що впливають на процес керування зчепленням. Для розрахунку основних параметрів слідкуючого механізму складене рівняння сил, що діють на золотник. У момент вступу підсилювача в роботу рівняння сил на золотнику має вид:

$$f_{\text{г.з.}} \cdot p_{\text{r. min}} = F_{\text{кл.н}} + F_{\text{з.н}} + f_{\text{кл.н}} \cdot p_p + F_{\text{тр.з}}, \quad (2)$$

де $f_{\text{г.з.}}$ - площа гідравлічного поршня золотника; $p_{\text{r. min}}$ - мінімальний тиск рідини на виході головного циліндра у момент спрацьовування підсилювача; $F_{\text{кл.н}}$ - сила пружини повітряного клапана; $F_{\text{з.н}}$ - сила пружини золотника; $f_{\text{кл.н}}$ - неврівноважена площа клапана, $f_{\text{кл.н}} = \pi \cdot d_{\text{ck}}^2 / 4$; d_{ck} - діаметр сідла клапана; p_p - тиск у ресивері, $p_p = 0,6 \dots 0,8 \text{ MPa}$; $F_{\text{тр.з}}$ - сила тертя в ущільнювальних елементах золотника.

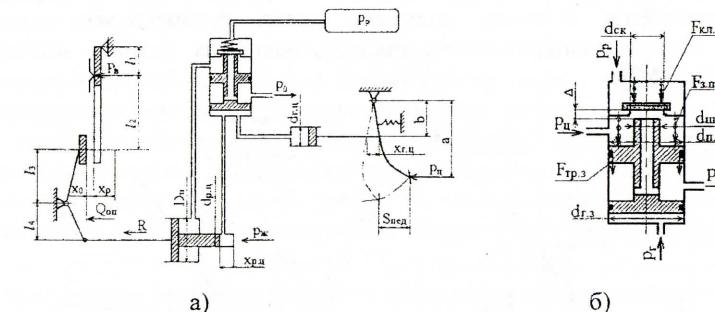


Рис.2 Розрахункові схеми приводу з ПГП (а) і слідкуючої системи (б):

P_b - максимальне зусилля натискіння пружин при повністю вимкненому зчепленні; $Q_{\text{оп}}$ - максимальна сила віджимних пружин на вилці зчеплення; $S_{\text{пед}}$ - хід педалі зчеплення; $x_{\text{г.з.}}$ і $x_{\text{р.н.}}$ - максимальний хід поршня головного і робочого циліндрів відповідно; x_0 і x_p - холостий і робочий хід віджимного підшипника; D_n - діаметр пневмоциліндра.

Поточний тиск у пневмоциліндрі при збільшенні тиску в гідравлічній частині підсилювача, з урахуванням (2) відобразиться у виді

$$p_u = \frac{f_{r,3} \cdot p_r - F_{kl,n} - F_{z,n} - f_{kl,n} \cdot p_p - F_{tp,3}}{f_{n,3} - f_y}; \quad (3)$$

где f_y – урівноважена площа клапана, $f_y = f_{kl,n} - 0,785 \cdot d_{w,3}^2$; $f_{n,3}$ – площа слідкуючого золотника пневматичного поршня, $f_{n,3} = f_{r,3} - 0,785 \cdot d_{w,3}^2$; $d_{w,3}$ – діаметр штока золотника.

При зменшенні тиску в гідроприводі зчеплення від $p_{r,max}$ до нуля:

$$p_u = \frac{f_{r,3} \cdot p_r - F_{z,n} + F_{tp,3}}{f_{n,3}}. \quad (4)$$

Наявність пружини клапанна $F_{kl,n}$, неврівноваженої площи $f_{kl,n}$ і сили тертя $F_{tp,3}$ призводять до появи в статичній характеристиці слідкуючої системи $p_u = f(p_r)$ петлі гістерезиса. Проведені дослідження статичних характеристик (рис.3) показали, що величина петлі гістерезису Δp_r , є величиною перемінною, що змінюється зі зміною тиску повітря в пневматичній порожнині підсилювача. Форма петлі гістерезиса обумовлюється застосуванням неврівноваженого клапана, у зв'язку з чим оцінювати величину гістерезису необхідно не тільки при $p_u = 0$, але і при $p_u = p_{u,max}$. При цьому відчути вплив гістерезису на якість слідкуючої дії ПГП в умовах експлуатації можливо тільки при переміщенні штока, коли тиск повітря p_r у пневмоциліндрі досягає величини, необхідної для подолання зусилля від нажимних пружин. З огляду на те, що при вимиканні зчеплення на всьому переміщенні штока ПГП тиск повітря p_u змінюється незначно (для однодискового зчеплення автомобіля КрАЗ $p_u = 0,51 \dots 0,53$ МПа), розмір гістерезиса Δp_r можна прийняти постійним в цьому проміжку тисків. Рекомендована величина гістерезису для пневмогідравлічного приводу зчеплення повинна відповідати умові $\Delta p_r < 0,15$ МПа.

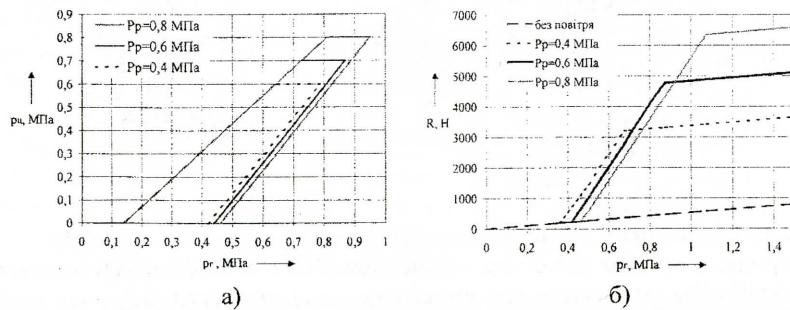


Рис. 3 Розрахункові статичні характеристики:
а – слідкуючого механізму; б - пневмогідравлічного підсилювача.

Запропонована методика розрахунку статичних характеристик, дозволила виявити залежність початку спрацювання підсилювача і характеру наростання тиску в пневмоциліндрі від тиску в ресивері p_p .

Необхідність створення приводу, що працював би в умовах виходу з ладу підсилювача, не викликаючи при цьому значних зусиль на педалі зчеплення, а також зберігав працездатність при несправностях гідравлічної частини приводу, призвела до розробки схеми приводу, що забезпечує керування зчепленням при аварійних режимах роботи (рис.4). На запропоновану схему отримане позитивне рішення на видачу патенту України.

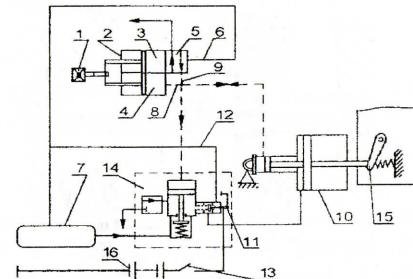


Рис. 4 Схема пневмогідравлічного приводу зчеплення підвищеної безвідмовності

У третьому розділі розглянуто вплив параметрів системи "зчеплення - привід" на нормальні навантаження при вимиканні зчеплення. Для оцінки нормального динамічного навантаження було введено коефіцієнт динамічного посилення як відношення максимального динамічного навантаження $N_{t,max}$ на поверхні тертя до статичного навантаження P_{hk} , що розвивається натискними пружинами:

$$K_y = N_{t,max} / P_{hk}. \quad (5)$$

Експериментальні дослідження динамічних процесів в елементах трансмісії при різкому вимиканні зчеплення свідчать про те, що динамічний момент може значно переважати статичний момент тертя M_t . Основною причиною збільшення M_t є наслідок зростання навантаження на поверхнях тертя в результаті ударного імпульсу мас, що поступально рухаються, при різкому відпусканні педалі зчеплення, коли інерційна сила удару додається до зусилля натискних пружин.

$$M_t = \mu_t (P_{hk} + m_{hk} \cdot \ddot{z}) \cdot R_t \cdot i, \quad (6)$$

де m_{hk} , \ddot{z} - маса і прискорення деталей зчеплення, що рухаються поступово; μ_t - коефіцієнт тертя; R_t , i - середній радіус і кількість пар тертя.

З вираження (6) нормальне навантаження, що стискає відомий диск:

$$N_t(\ddot{z}) = P_{hk} + m_{hk} \cdot \ddot{z} (F_{tp}, c_b, t), \quad (7)$$

де F_{tp} - сили тертя в зчепленні, що перешкоджають переміщенню нажимного і відомого диска і змінюються в залежності від моменту тертя; c_b - нелінійна жорсткість відомого діску; t - темп вимикання зчеплення.

Аналіз робіт, у котрих експериментально і теоретично досліджується закон зміни нормальних навантажень і величина коефіцієнта підсилення K_y , показав невідповідність отриманих результатів і, як наслідок цього, різноманітне тлумачення динамічних процесів і характеру впливу на них основних параметрів динамічної моделі зчеплення.

Для моделювання процесу вмикання зчеплення була розроблена динамічна модель (рис. 5), що описується системою нелінійних диференційних рівнянь (8), складених за принципом Даламбера.

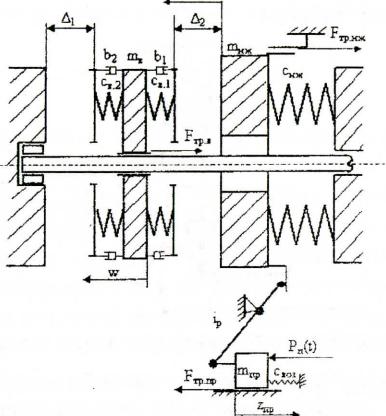


Рис. 5 Динамічна модель зчеплення з механічним приводом:

Z_{np} , Z_d , w - координати переміщення елементів системи; Δ_1 , Δ_2 - зазори між поверхнями тертя; $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,75 \dots 1 \text{мм}$; m_b , m_{njk} - маси відомого і натискного дисків; m_{np} - маса приводу, приведеної до відтискового підшипника; c_{njk} - жорсткість натискних пружин; c_{b1} , c_{b2} - нелінійні пружні характеристики відомого диска; c_{voz} - жорсткість зворотних пружин приводу, приведена до відтискового підшипника; b_1 , b_2 - коефіцієнти, що характеризують дисипацію енергії в правій та лівій фрикційних накладках; $F_{tp,njk}$, $F_{tp,voz}$ - сили тертя, що перешкоджають переміщенню натискного і відомого дисків; $F_{tp,np}$ - сумарна сила тертя в приводі; i_p - передаточне відношення відтяжних важелів; $P_n(t)$ - зусилля на педалі зчеплення, приведене до відтискового підшипника

$$\begin{cases} m_{np} \cdot \ddot{z}_d = P_{njk}/i_p - P_n(t) - F_{tp,np} \cdot \text{sign}(\dot{z}_{np}) + P_{voz}, \\ m_{njk} \cdot \ddot{z}_d = P_{njk} - F_{tp,njk} \cdot \text{sign}(\dot{z}_d) - P_n(t) \cdot i_p - P_{c_{b1}}, \\ m_b \cdot \ddot{w} = P_{c_{b1}} - F_{tp,voz} \cdot \text{sign}(\dot{w}) - P_{c_{b2}}. \end{cases} \quad (8)$$

Рішення системи (8) здійснювалося за допомогою чисельних методів на ЕОМ у середовищі MathCAD - 2000. Характер зміни нормальних навантажень N_t у

залежності від сил тертя в зчепленні показаний на рис. 6, а. Аналіз результатів досліджень показує, що допущення про постійність сил тертя достатньо сильно спотворює динамічний процес вмикання зчеплення. Динамічні навантаження на поверхнях тертя, найбільшою мірою залежать від приведеної маси приводу m_{np} . Збільшенням m_{np} у декілька разів можна імітувати затримку ноги водія на педалі зчеплення і, тим самим, знизити коефіцієнт підсилення K_y аж до одиниці. Характер зміни K_y в залежності від збільшення m_{np} поданий на рис. 6, б.

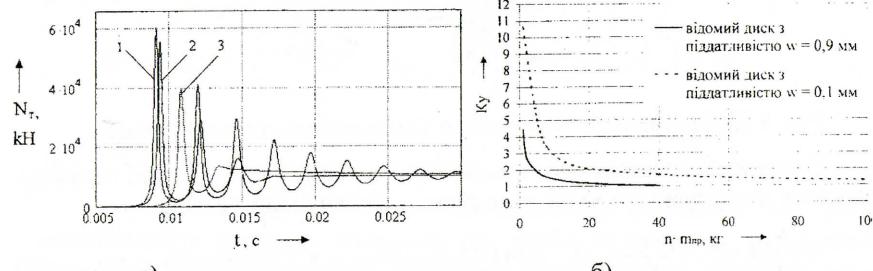


Рис.6 Вплив параметрів динамічної моделі:
а - на характер зміни N_t ; 1 - при непрацюючому двигуні; 2 - при працюючому двигуні і $F_{tp} = \text{Const}$; 3 - при працюючому двигуні і $F_{tp} = f(M_r)$; б - на K_y при збільшенні (у n разів) приведеної маси приводу m_{np} .

При дослідженні динамічної моделі була встановлена залежність K_y від часу замикання поверхонь тертя (рис. 7).

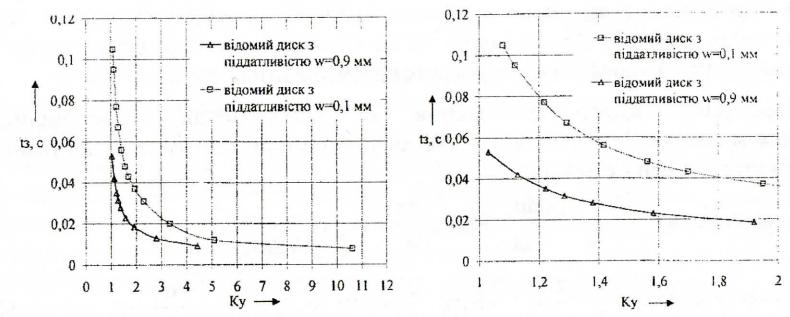


Рис. 7 Залежність коефіцієнта підсилення K_y від часу t_s :
а - загальний характер залежності; б - у діапазоні зміни $K_y = 1 \dots 2$.

У розділі також розглядаються питання, пов'язані з моделюванням динамічних процесів, що відбуваються при вмиканні-вимиканні зчеплення з пневмогідралічним підсилювачем (рис 8).

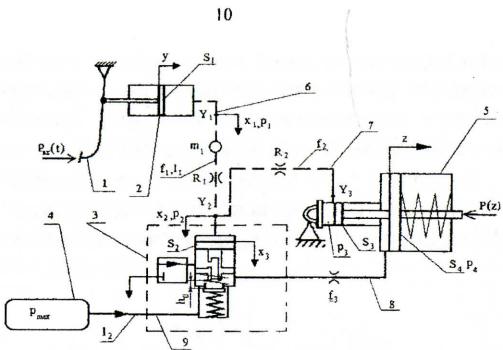


Рис. 8 Динамічна модель зчеплення з пневмогідравлічним приводом

Динамічні процеси, що протікають у гідравлічній частині приводу, описуються наступною системою нелінійних диференційних рівнянь:

$$\rho \cdot l \frac{S_3}{f_1} \ddot{z}_1 + 27,5 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l}{f_1} \cdot \frac{S_3}{f} \dot{z}_1 + (0,443 \cdot \frac{\lambda_r \cdot \rho \cdot l}{\sqrt{f_1}} + 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_1) (\frac{S_3}{f_1})^2 (\dot{z}_1)^2 \operatorname{sgn}\dot{z}_1 + p_2 = p_1; \quad (9)$$

$$0,5 \cdot \rho \cdot \xi_2 \cdot \frac{S_3}{f_1} (\dot{z}_1)^2 \cdot \operatorname{sgn}\dot{z}_1 + p_3 = p_2; \quad (10)$$

$$m_n \cdot \ddot{z} + P(z) + P_{tp} \operatorname{sgn}\dot{z} + k_b \cdot \dot{z} = \delta p_4 \cdot S_4 + p_3(t) \cdot S_3, \quad (11)$$

де ρ - щільність рідини; v - кінематична грузькість рідини; λ_r - коефіцієнт опору тертя; ξ_1 і ξ_2 - коефіцієнти місцевих опорів відповідно першої і другої ділянок гідроприводу; m_n - маса пневмогідравлічного поршня, P_{tp} - сила тертя в ущільненнях пневмо і гідроциліндрів ПГП; k_b - коефіцієнт грузлого тертя об стінки циліндра; δ - коефіцієнт керування перемінністю системи.

Перехідні процеси наповнення та спорожнення пневмоциліндра підсилювача описуються нелінійними диференційними рівняннями із застосуванням функції витрати Герц - Крейніна.

$$\text{наповнення } \frac{V_0 + S_4 z}{k} \frac{dp_4}{dt} + S_4 p_4 \frac{dz}{dt} = f v_{kp} p_0 \sqrt{\frac{1-\sigma}{2k(\xi_h - \ln \sigma)}}, \quad (12)$$

$$\text{спорожнення } \frac{V_0 + S_4 z}{k} \frac{dp_4}{dt} + S_4 p_4 \frac{dz}{dt} = - f v_{kp} p_{max} \sqrt{\frac{1-\sigma}{2k(\xi_{sp} - \ln \sigma)}}. \quad (13)$$

де V_0 - початковий обсяг циліндра; $k = 1,4$ - показник адіабати; $\sigma = p_1 / p_0$ - безрозмірний тиск; v_{kp} - критична швидкість, $v_{kp} = \sqrt{kRT}$; ξ_h і ξ_{sp} - коефіцієнти опору при наповненні та спорожненні.

Система рівнянь (9), (10), (11), (12) і (13) вирішується за допомогою чисельного методу Рунге - Кутта в середовищі програми MathCAD-2000 (рис. 9).

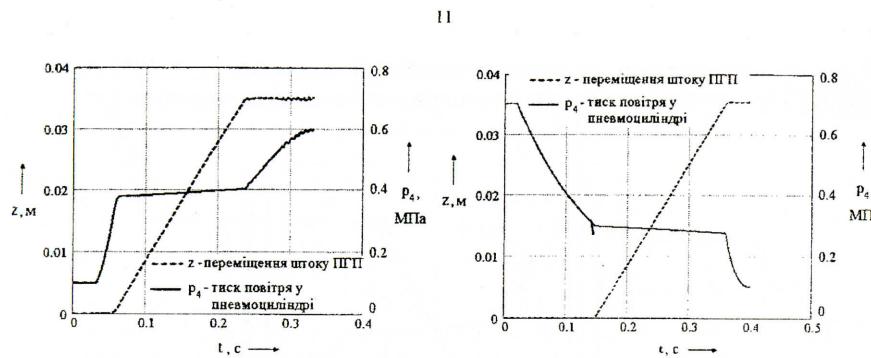


Рис. 9 Динамічні характеристики ПГП при вимиканні (а) і вмиканні (б) зчеплення

Проведено аналіз впливу часу вмикання зчеплення на динамічну навантаженість агрегатів трансмісії. До найбільш важливих експлуатаційних параметрів приводу керування зчепленням відноситься час вмикання зчеплення t_{cu} , складові якого подані на рис. 11. Для зчеплення з пневмогідравлічним приводом цей час можна представити у вигляді залежності:

$$t_{cu} = t_{hc} + t_{ph} + t_l + t_c, \quad (14)$$

де t_{hc} - час, викликаний зоною нечутливості слідуючого механізму і податливістю гідравлічної частини приводу; t_{ph} - час, що витрачається на спорожнення пневматичного циліндра; t_l - час, що витрачається на вибір зазорів між поверхнями тертя; t_c - час збільшення моменту тертя від нуля до максимального значення.

Розроблена методика вибору раціонального часу вмикання зчеплення $t_{cu,p}$ ґрунтується на виконанні двох суперечливих вимог. З однієї сторони визначається максимально припустимий час вмикання зчеплення, який враховує вид транспортного засобу й умови його експлуатації. З іншої сторони забезпечується мінімальна межа часу t_s , необхідна для зниження динамічних навантажень і збільшення повільності вмикання зчеплення. Критерієм оцінки мінімальної величини раціонального часу вмикання зчеплення $t_{cu,p}$, є час t_{zd} , розрахований по динамічній моделі (рис.5), виходячи із рекомендованого значення коефіцієнта підсилення $K_y < 1,2$ (рис.7, б).

Рекомендації до вибору раціонального часу вмикання зчеплення $t_{cu,p}$ і реалізації його в приводі зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем такі:

1. Початковий вибір часу вмикання зчеплення t_{cu} у залежності від виду й умов експлуатації транспортного засобу, $t_{cu} = 0,25...0,45$ с. Доцільно приймати менше значення часу t_{cu} , а потім збільшувати його при невідповідності критерію раціонального часу - t_{zd} (рекомендується приймати такі значення: $t_{cu} = 0,25...0,35$ с - самоскиди і вантажні автомобілі підвищеної прохідності; $t_{cu} =$

0,3...0,4 с - універсальні вантажні автомобілі й автопоїзд; $t_{\text{cu}} = 0,35...0,45$ с - автобуси і транспортні засоби, що працюють у гарних дорожніх умовах).

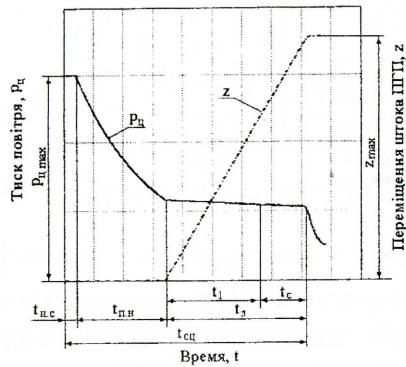


Рис. 10 Діаграма процесу вимикання зчеплення з ПГП

- Реалізація обраного часу t_{cu} здійснюється методом підбору пневматичних дроселів у пневмогідралічному підсилювачі. На рис. 11, а подані характеристики приводу зчеплення з різноманітними прохідними перетинами ($d_{\text{n.d}}$) пневматичних дроселів.
- Обробка отриманої характеристики (виділення ділянок часу відповідно до вираження (14)) і визначення часу t_3 (рис. 10).
- Визначити час $t_{3,d}$, що забезпечує припустимий рівень зниження динамічних навантажень на поверхнях тертя. Для визначення часу $t_{3,d}$ розроблено пакет програм у MathCAD - 2000. Приклад визначення часу $t_{3,d}$ у залежності від коефіцієнта K_y представлений на рис. 7, б.
- Порівняти значення часів t_3 і $t_{3,d}$. При виконанні умови $t_3 \geq t_{3,d}$ обрані параметри приводу можна вважати раціональними.

При $t_3 < t_{3,d}$ необхідно збільшити спочатку прийняту величину часу t_{cu} у границях припустимих меж і повторити розрахунок по пунктах 2, 3 вище приведеної методики. Якщо ж збільшення часу t_{cu} не забезпечує виконання умови $t_3 \geq t_{3,d}$, необхідно здійснити коригування складових вираження (14). Аналізуючи рис. 10 і вираження (14), рекомендується доцільним збільшувати час t_3 за рахунок інших складових вираження, не змінюючи при цьому загального часу вимикання зчеплення t_{cu} . Поряд із t_3 найбільший вплив на час t_{cu} робить час $t_{\text{п.н}}$ (рис. 10).

Експериментальні дослідження показують, що зменшення тиску в ресивері p_r від 0,8 МПа до 0,4 МПа не робить значного впливу на характер протікання процесу вимикання зчеплення. Проте в цьому випадку при незмінному часі t_3 зменшується час t_{cu} (див. рис. 11, б), у зв'язку з чим, з'являється можливість збільшити t_3 , не збільшуючи при цьому часі t_{cu} .

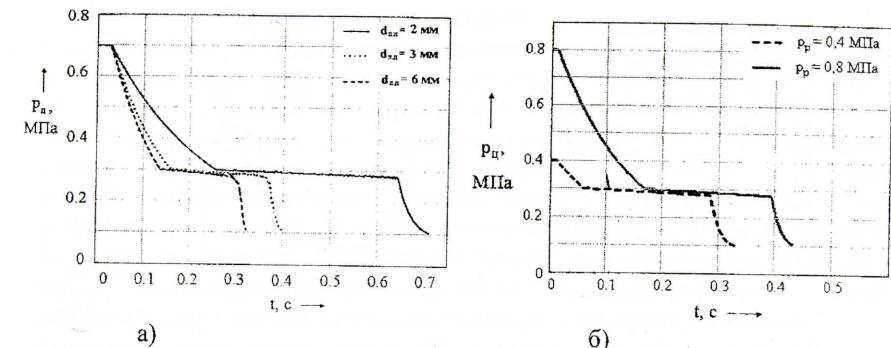


Рис. 11 Динамічні характеристики ПГП:
а - зі різноманітними дроселями ($d_{\text{n.d}}$); б - зі різноманітним тиском у ресивері (p_r).

Четвертий розділ присвячений розробці конструкції пневмогідралічного підсилювача (рис. 12) і експериментальному підтвердженню проведених теоретичних досліджень. Отримані статичні характеристики (рис. 13) підтверджують правильність запропонованої методики розрахунку і мають відхилення від розрахункових у межах 1,5 - 4,4 %. Незначне відхилення реальних характеристик від розрахункових можна пояснити нестабільністю сил тертя і характеристик пружин, а також деякими допущеннями, прийнятими при розрахунку.

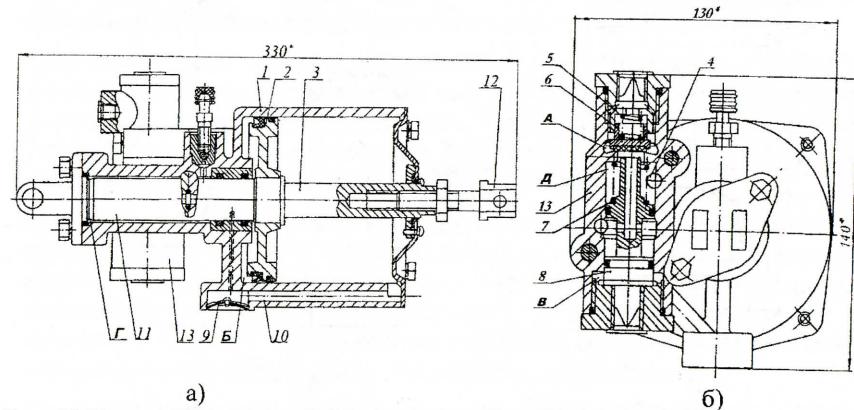


Рис. 12 Пневмогідралічний підсилювач зчеплення (а) і слідкуючий механізм (б):
1 – корпус підсилювача; 2 – пневмопоршень; 3 – шток; 4 – отвір; 5, 7 – пружини;
6 – пневмоклапан; 8 – золотник; 9 – атмосферний клапан; 10 – канал;
11 – гідралічний поршень; 12 – вилка; 13 – слідкуючий механізм;
А, Б, Д – пневматичні порожнини; В, Г – гідралічні порожнини.

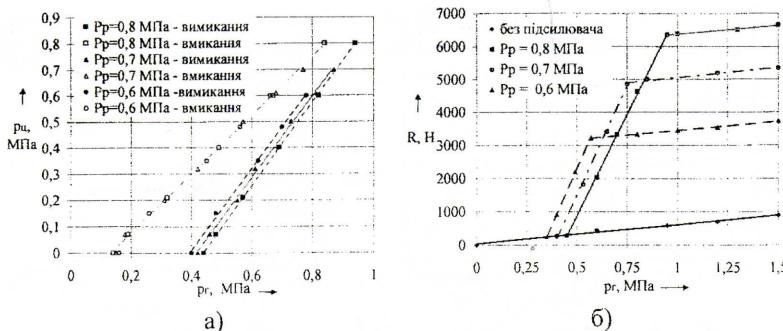


Рис. 13 Статичні характеристики слідкуючого механізму (а) і ПГП (б).

Одна з основних задач експериментального дослідження динамічних характеристик ПГП полягала у визначенні часу вмикання і вимикання зчеплення в залежності від навантаження натискних пружин зчеплення, вхідного впливу і геометричних параметрів дроселів. Експериментальні динамічні характеристики процесів вимикання і вмикання зчеплення представлени на рис. 14.

Час вмикання зчеплення зі зменшенням $d_{\text{п.д}}$ збільшується по залежності близької до статичної. Розбіжність експериментальних і розрахункових значень часу вмикання зчеплення не перевищує 5 %.

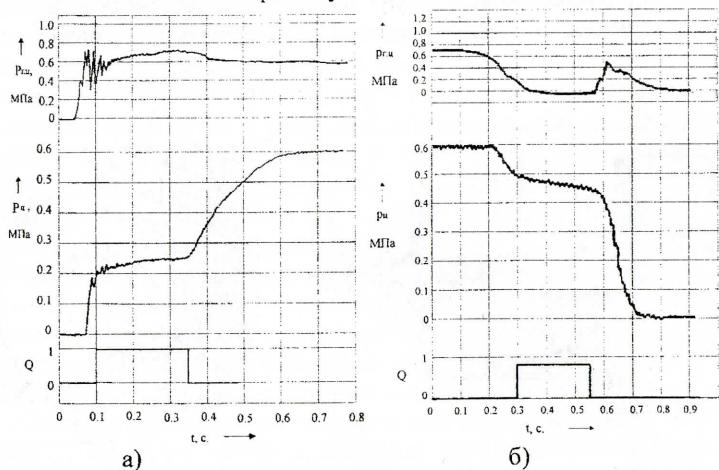


Рис. 14 Динамічні характеристики перехідних процесів:
а – вимикання зчеплення, зусилля на штоку ПГП $P(z) = 1700 - 1850 \text{ Н}$, діаметр трубопроводу від ресивера $d_{\text{в.тп}} = 4 \text{ мм}$; б – вмикання зчеплення, $P(z) = 3800 - 4000 \text{ Н}$, діаметр дроселя $d_{\text{др}} = 3 \text{ мм}$; $p_{\text{r},z}$ – тиск рідини на виході головного циліндра; $p_{\text{ц}}$ – тиск повітря в пневмоциліндрі ПГП; Q – наявність сигналу, що характеризує час переміщення штока ПГП.

ВИСНОВКИ

- Аналіз існуючих приводів керування зчепленням і їх характеристик показав, що найбільш доцільним для великовантажних автомобілів і автобусів є застосування гіdraulічного приводу з пневмогіdraulічним підсилювачем. Огляд конструкцій існуючих підсилювачів і методик їх проектування дозволив виявити деякі недоліки, обумовлені недостатньою вивченістю фізичних процесів, що протікають у них, великою кількістю допущень, прийнятих при розрахунках, а також деякими конструктивними рішеннями, зокрема застосуванням дроселів у гіdraulічній частині приводу. Існуючі недоліки в першу чергу визначаються відсутністю чітко обґрутованих вимог, запропонованих до пневмогіdraulічних приводів керування зчепленням.
- Досліджено вплив пневмогіdraulічного приводу зчеплення на динамічну навантаженість агрегатів трансмісії. Основна увага при дослідженні даного питання була приділена дросельному регулюванню процесу вмикання зчеплення у пневматичній частині приводу. У результаті чого вдалося уникнути використання дроселів у гіdraulічній частині приводу, застосування яких негативно впливає на динаміку процесу вимикання зчеплення.
- Запропонована методика розрахунку статичних характеристик дозволяє враховувати початок спрацювання підсилювача і характер наростиання тиску повітря в пневмоциліндрі від тиску в ресивері, а також втілити раціональний вибір основних параметрів слідкуючого пристрою. При цьому вдалося знизити зусилля на педалі зчеплення в середньому на 10% і визначити припустимі межі гістерезису для пневмогіdraulічного приводу ($p_r < 0,15 \text{ MPa}$).
- Розроблений пакет програм для динамічної моделі зчеплення з механічним приводом дозволив обстежити вплив часу вмикання зчеплення на максимальні динамічні зусилля на поверхнях тертя. На підставі проведених досліджень рекомендовано значення коефіцієнта підсилення $K_y < 1,2$, який розглядався як критерій оцінки динамічної навантаженості трансмісії.
- Розроблена методика моделювання динамічних процесів із використанням функції витрати Герц – Крейніна дозволяє враховувати зміну сумарного коефіцієнта опору трубопроводів і прохідних перетинів пневмогіdraulічного підсилювача в залежності від швидкості зміни тиску повітря, що дає можливість вилучити експериментальне значення коефіцієнта витрати повітря в кожному конкретному випадку при зміні параметрів системи.
- Методика визначення раціонального часу вмикання зчеплення дозволяє проектувати привід зчеплення з заданим коефіцієнтом підсилення K_y , що дає можливість знизити динамічні навантаження у трансмісії автомобіля до величини, яка не перевищує статичний момент тертя зчеплення.

7. Проведені дослідження дозволили розробити схему пневмогідравлічного приводу, що забезпечує функціональну працездатність зчеплення в аварійних режимах роботи. Розроблена конструкція пневмогідравлічного підсилювача, яка відповідає вимогам і переважним конструктивним рішенням, запропонованим до пневмогідравлічних апаратів керування зчепленням. Підсилювач серійно випускається і встановлюється на автомобілях Кременчуцького автомобільного заводу, що підтверджується актами впровадження. На технічні рішення, використані в пневмогідравлічному приводі, подані 2 заявки й отримані пріоритетні довідки.
8. Експериментальні дослідження статичних і динамічних характеристик розробленого пневмогідравлічного підсилювача підтвердили адекватність результатів математичного моделювання перехідних процесів (погрішність статичних характеристик складає не більше 5 %, динамічних – 6...8 %).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Клименко В.И., Логвинов В.П. О применении в системах управления автотранспортных средств гидропневматического привода // Автомобильный транспорт. – 2000. – № 3 – С. 54-56 (50%).
2. Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Логвинов В.П. Пиковые динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и мероприятия по их уменьшению // Вестник ХГПУ. Новые решения в современных технологиях. – 2000. – № 119. – С. 19-21 (75%).
3. Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Логвинов В.П. Анализ времени включения сцепления транспортного средства с пневмогидравлическим усилителем // Вестник ХГПУ. Технологии в машиностроении. – 2000. – Вып. 124. – С.117-122 (40%).
4. Туренко А.Н., Клименко В.И., Богомолов В.А., Логвинов В.П. Совершенствование привода управления сцеплением // Эргономика на автомобильном транспорте. – Харьков, 1997. – С. 65-68 (45%).

АННОТАЦІЯ

Логвинов В.П. Розробка та дослідження пневмогідравлічного підсилювача приводу керування зчепленням великовантажного автомобіля. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук по спеціальності 05.22.02 - Автомобілі та трактори. - Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2001.

Дисертація присвячена питанню удосконалення процесу керування зчепленням великовантажного автомобіля шляхом розробки нового пневмогідравлічного підсилювача, що дозволяє зменшити динамічну

навантаженість агрегатів трансмісії. У дисертації сформовані основні вимоги, запропоновані до пневмогідравлічного приводу керування зчепленням транспортного засобу. Розроблено методику і пакет програм, призначених для визначення раціонального часу вмикання зчеплення і реалізації його в пневмогідравлічному приводі. У якості елементів, що регулюють час замикання поверхонь тертя при різкому вмиканні зчеплення, запропоновано застосовувати знімні пневматичні дроселі, що вилучають появу пікових динамічних навантажень у трансмісії і, в той же час, не впливають на динаміку процесу вмикання зчеплення. Проведені експериментальні дослідження підтвердили адекватність результатів отриманих при математичному моделюванні.

Ключові слова: привод керування зчепленням, пневмогідравлічний підсилювач, динамічна модель зчеплення, статична характеристика, динамічна характеристика.

SUMMARY

Logvinov V. The development and research of the pneumohydraulic drive booster of heavy freight trucks clutch control. – Manuscript.

Thesis for the competition for a scientific degree of a Candidate of technical sciences (specialty 05.22.02) – Automobiles and Tractors. – Kharkiv State Automobile and Highway Technical University, Kharkiv, 2001.

This thesis is devoted to the problem of heavy freight trucks clutch control perfection by means of the developing of the new pneumohydraulic booster which allows to decrease the dynamic loading of the transmission units. The main requirement to the pneumohydraulic drive booster of transport means clutch control are formulated in the thesis. The method of application and software package for determining of the clutch switching on rational time and its implementation in the pneumohydraulic drive have been developed. It is offered here to use removable pneumatic throttles eliminating the appearance of pick dynamic loading in the transmission and at the same time not influencing on the process of clutch release as units regulating the locking time of surface friction of sharp clutch switching. The experiments to have been carried out confirmed the adequacy of results obtained by mathematical modelling.

Key words: clutch control drive, pneumohydraulic booster, dynamic model of clutch, static characteristics, dynamic characteristics.

АННОТАЦІЯ

Логвинов В.П. Разработка и исследование пневмогидравлического усилителя привода управления сцеплением большегрузного автомобиля. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – Автомобили и тракторы. – Харьковский

государственный автомобильно-дорожный технический университет
Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2001.

Диссертация посвящена вопросу совершенствования привода управления сцеплением автомобиля и разработке нового пневмогидравлического усилителя.

В диссертации сформированы основные требования, предъявляемые к приводу управления сцеплением транспортного средства. Выделены предпочтительные классификационные признаки и конструктивные решения, которым должен соответствовать разрабатываемый ПГУ привода сцепления.

Проведен анализ теоретических и экспериментальных исследований проблемы снижения динамической нагруженности агрегатов трансмиссии. В результате анализа наиболее целесообразным мероприятием по снижению динамической нагруженности признано увеличение времени нарастания момента трения.

Разработана методика и пакет программ, служащих для определения рационального времени включения сцепления и реализации его в пневмогидравлическом приводе с учетом, как типа транспортного средства, так и условий его эксплуатации.

В качестве элементов регулирующих время замыкания поверхностей трения при резком включении сцепления, предложено применять пневматические дроссели, исключающие появление пиковых динамических нагрузок в трансмиссии и в то же время не оказывающих влияния на динамику процесса включения сцепления. Для рационального выбора основных параметров ПГУ созданы математические модели, имитирующие работу сцепления с пневмогидравлическим приводом с учетом дроссельного регулирования переходных процессов в пневматической части усилителя.

Разработанные математические модели для расчета динамических характеристик ПГУ и реализация их с помощью современного программного обеспечения в среде MathCAD-2000, позволили повысить точность получаемых результатов и максимально приблизить расчетные характеристики к экспериментальным (погрешность вычислений не превышает 6...8%).

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили адекватность результатов полученных при математическом моделировании.

Ключевые слова: привод управления сцеплением, пневмогидравлический усилитель, динамическая модель сцепления, статическая характеристика, динамическая характеристика.

Підписано до друку 12.02.2001 р. Формат 60x84 1/16 Папір офсетний
Віддруковано на ризографії Об'єм 0,9 умовн.-друк. арк.
Зам. № 79/1335 Тираж 100 прим.

Адреса редакції видавця і поліграфпідприємства
ХДАДТУ, 61002, Харків-02, вул. Петровського, 25

Віддруковано видавництвом Харківського державного автомобільно-дорожнього
технічного університету