

УДК 62-578.001.5

doi:10.20998/2413-4295.2021.04.07

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ЗДВОЄНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ ЗІ ЗМЕНШЕНИМИ ЕНЕРГОВИТРАТАМИ НА КЕРУВАННЯ

**М. Є. СЕРГІЄНКО^{1*}, П. М. КАЛІНІН⁵, М. І. ГАСАНОВ², Н. М. ПАВЛОВА³, В. С. СВДЛО¹,
А. О. ОКУНЬ⁴**

¹кафедра автомобіле- і тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, УКРАЇНА

²кафедра технології машинобудування та металорізальні верстати, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, УКРАЇНА

³кафедра інформаційних вимірювальних технологій і систем, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, УКРАЇНА

⁴кафедра комп'ютерного моделювання та інтегрованих технологій обробки тиском, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, УКРАЇНА

⁵кафедра інженерної механіки, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, УКРАЇНА

*e-mail: nesergienko@gmail.com

АНОТАЦІЯ Світова тенденція покращення трансмісії транспортних та тягових засобів пов'язана з використанням роботизованих преселективних коробок переключення передач, важливим вузлом якої є фрикційне зчеплення. Проведений огляд існуючих конструкцій та аналіз концепцій розвитку зчеплень дозволяє визначитись з напрямками їх вдосконалення, зокрема, вдосконаленням сухих здвоєних зчеплень, що є предметом дослідження у даній роботі. Істотним недоліком існуючих конструкцій здвоєних зчеплень є використання додаткових спеціальних (переважно гідравлічних або комбінованих) систем для включення-виключення в роботу фрикційних пар, що збільшує вартість конструкції, витрати енергії на керування та ускладнює конструкцію, обслуговування та ремонт. Запропонована конструкція приводу керування оригінального сухого здвоєного зчеплення передбачає використання важільного механізму із застосуванням поворотних упорів, які виконані у вигляді пересувних кареток з роликками, що забезпечує перемикання зчеплень за короткий час та практично без розриву потоку потужності і, відповідно, покращує динаміку розгону транспортних засобів, спрощує конструкцію зчеплення та зменшує енерговитрати на його керування як в процесі початку руху машини, так і при переключенні передач. Розроблено математичну модель запропонованого приводу зчеплення, на основі якої змодельовано роботу механізму керування і проаналізовано вплив його окремих конструктивних параметрів на якісні показники роботи приводу зчеплення, зокрема, на кінематичні характеристики приводу, діапазони кінематичних та силових передаточних чисел приводу, силову взаємодію ланок механізму, потужність виконуючого пристрою при включенні кожного зчеплення. Встановлено, що на перемикання зчеплень потрібні менші енерговитрати, що переміщення елементів механізму неоднакове, а сила стиснення фрикційних пар при включенні першого і другого зчеплень відрізняються. З результатами моделювання підтверджено, що запропонована оригінальна важільна конструкція механізму керування зчепленнями є ефективною. Отримані результати дозволяють обґрунтовано визначати параметри зчеплення, проте вибір оптимально-раціональних параметрів механізму його керування потребує проведення подальших досліджень, для проведення яких розроблено відповідні методики, алгоритм пошуку та їх програмна реалізація.

Ключові слова: сухе здвоєне зчеплення; привод керування; важільний механізм, кінематична пара, передаточне число; кінематичні параметри; силовий розрахунок; математична модель; транспортний засіб

ANALYSIS OF THE PARAMETERS OF THE DOUBLE CLUTCH DRIVE WITH REDUCED CONTROL ENERGY CONSUMPTION

N. SERGIENKO^{1*}, P. KALININ⁵, M. GASANOV², N. PAVLOVA³, V. SVIDLO¹, A. OKUN⁴

¹ Department of Automotive and Tractor Engineering, National Technical University "Kharkov Polytechnic University", Kharkov, UKRAINE

² Department of Mechanical Engineering Technology and Metal-Cutting Machines, National Technical University "Kharkov Polytechnic University" Kharkov, UKRAINE

³ Department of Information and Measurement Technologies and Systems National Technical University "Kharkov Polytechnic University", Kharkov, UKRAINE

⁴ Department of Computer Modeling and Integrated Forming Technologies, National Technical University "Kharkov Polytechnic University", Kharkov, UKRAINE

⁵ Department of Engineering Mechanics, National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkov, UKRAINE

ABSTRACT The global trend of improving vehicle and traction transmissions is associated with the use of robotic preselector gearboxes, an important component of which is the friction clutch. The review of existing designs and analysis of clutch development concepts allows determining the directions of their improvement, in particular, the improvement of dry double clutches, which is the subject of research in this paper. A significant disadvantage of existing dual-clutch designs is the use of additional special (mostly hydraulic or combined) systems for on-off friction pairs, so the structural cost and energy costs for control are increased, and the

design, maintenance, and repair are complicated. The proposed design of the drive to control the original dry dual-clutch involves a lever mechanism with the use of rotary stops, which are made in the form of mobile carriages with rollers, this provides switching clutches in a short time and actually without interruption of power flow, so the acceleration dynamics of vehicles will be improved, the clutch design will be simplified and energy consumption for its control during the start and gear shifting will be reduced. The mathematical model of the proposed clutch drive on the basis of which the control mechanism operation is simulated and influence of its design parameters on operational indicators of the clutch drive, in particular, on kinematic characteristics of the drive, ranges of kinematic and power gear ratios, the power interaction of the mechanism links, the power of the actuator when each clutch is turning on. It is established that the switching of clutches requires less energy, the movement of the mechanism elements is different, and the compression force of the friction pairs when starting the first and second clutches is different. The simulation results confirm that the proposed original lever design of the clutch control mechanism is effective. The obtained results allow us to reasonably determine the parameters of a clutch, but the choice of optimal-rational parameters of its control mechanism requires further research, for which appropriate methods, search algorithms, and their software implementation have been developed.

Keywords: dry double clutch; control drive; lever mechanism, kinematic pair, gear ratio; kinematic parameters; power calculation; mathematical model; vehicle

Вступ

Параметри і характеристики системи управління автомобілем впливають на безпеку руху, витрати енергії силового агрегату та водія, показники роботи автомобіля. Одним з важливих об'єктів управління трансмісії є зчеплення, на привід якого витрачається частина енергії водія, двигуна, як при русанні з місця, так і в процесі руху транспортного засобу при перемиканні передач.

Привід зчеплення призначений для здійснення зв'язку між виконуючим механізмом і натискним підшипником зчеплення. З розвитком конструкцій зчеплень з'являється необхідність розробка нових, модернізації і автоматизації їх приводів, тому що необхідно забезпечення надійної передачі моменту двигуна, оптимального алгоритму процесу включення-виключення зчеплення та зменшення витрат енергії на його управління. Сьогодні сучасними такими зчепленнями є здвоєні зчеплення, які працюють без розриву потоку потужності або перемикають зчеплення з високою швидкістю. Діючі автоматичні приводи таких зчеплень відрізняються від класичних, тим що вони працюють з непостійно замкнутими зчепленнями і вимагають постійної витрати енергії ДВЗ як при переключенні так і для підтриманні у замкнутому положенні одного з включених зчеплень. З появою нових варіантів конструкцій сухих здвоєних зчеплень змінюються алгоритм роботи приводу, витрати енергії, кінематика руху елементів та їх навантаженість. Розповсюдження сьогодні сухих здвоєних зчеплень пов'язано з їх перевагами по вартості виготовлення та по витратах при експлуатації та ремонті.

У трансмісії зі здвоєним зчепленням процеси розмикання одного зчеплення і замикання другого відбуваються за скорочений час, а можливо з «перекриттям» у часі. Таким чином, забезпечується перемикання передач практично без розриву потоку потужності, що дозволяє значно скоротити час перемикання передач, покращити динаміку розгону машини, зменшити витрату палива, викиди шкідливих речовин в навколишнє середовище.

Коробка передач і здвоєне зчеплення управляється мехатронною системою, яка включає в себе блок автоматичного управління, датчики,

виконавчі механізми гідравлічного, електричного або комбінованого типу. Ефективність автоматичного управління визначається ступенем узгодженості алгоритму роботи блоку управління через дію приводних механізмів, що здійснюють процес перемикання зчеплень та передач з вихідними показниками ДВЗ та управляючої дією водія. Мехатронна система отримує сигнали, що надходять з датчиків частоти обертання колінчастого валу і вхідних валів коробки передач, датчиків числа обертів коліс автомобіля, положення педалі акселератора та ін., і діє по заданому алгоритму. Система управління на підставі отриманих даних приймає рішення про необхідність переключення зчеплень і відповідних передач коробки та включає в роботу механізми привода здвоєного зчеплення, які починають включати одне зчеплення і вимикати інше, та ступені коробки передач.

Правильно побудований алгоритм управління подвійним зчепленням дозволяє знизити динамічні навантаження в трансмісії автомобіля і, відповідно, істотно впливає на навантаженість і довговічність деталей трансмісії.

Актуальність дослідження кінематики та навантаження елементів приводу в процесі переключення зчеплень приводу здвоєного зчеплення дозволяє визначити показники взаємодії елементів приводу, витрати енергії на управління, підготувати дані для аналізу роботи і підготовки вимог для приводів нового зчеплення, а при необхідності і оптимізації роботи приводу, щоб в повному обсязі забезпечити переваги сухих здвоєних зчеплень – висока швидкість переключення зчеплень, малі витрати енергії на управління, експлуатації та надійна передача моменту ДВЗ без розриву потоку потужності або скороченим розривом в момент зміни передачі.

Мета роботи

Метою даного дослідження є кінематичний та силовий аналіз приводу керування сухим здвоєним зчепленням зі зменшеними витратами енергії на його управління.

Аналіз літератури

На сьогодні в літературі недостатньо представлено інформації по обґрунтуванню та аналізу схем приводу здвоєного зчеплення зі зменшеними витратами енергії на управління, по особливостям показників і можливостям його роботи, вибору типу і параметрів елементів приводу та виконуючого механізму.

До приводу зчеплення висуваються наступні вимоги: зручність і легкість управління, високий ККД, забезпечення необхідного алгоритму керування, мінімальні втрати енергії на управління, стежача дія, наявність зворотного зв'язку, безвідмовність і довговічність, простота конструкції, незначні витрати при обслуговуванні та ремонті.

Побудова схеми базується на аналізі приводів однопоточних зчеплень. У дослідженні однопоточних постійно замкнутих зчеплень [1,2] розглянуті основні схеми приводів, у яких значна частина енергії витрачається при включенні та виключенні зчеплення, та застосуванням для управління зчепленнями підсилювачів, які передають великий крутний момент ДВЗ. Авторами роботи [3] проаналізовано витрати енергії на управління приводом здвоєного зчеплення та порівняно їх конструкцію з конструкцією оригінального здвоєного

зчеплення зі зменшеними витратами на управління [4], ескіз якого представлено на рис. 1 та обрано у якості об'єкта дослідження у представленій роботі.

У роботі [5] розглянута кінематика та рівняння руху приводу електромеханічного зчеплення, які описують динаміку його роботи.

Для вирішення проблеми, пов'язаної з постійною витратою енергії на привід управління зчепленням у переважній більшості існуючих здвоєних зчеплень, розроблено зчеплення і схема його приводу, яка потребує витрати енергії лише в момент трогання машини та перемикання передач. Порівнюючи представлене зчеплення з досить розповсюдженим здвоєним зчепленням концерну Volkswagen, а саме з сухим здвоєним зчепленням, оскільки воно найбільш відповідає сучасним підходам у конструюванні за рахунок більшої ефективності та простоти конструкції порівняно зі здвоєним мокрим зчепленням [6]. В даному зчепленні за включення кожного зчеплення відповідає свій натискний диск та свій виконавчий механізм. Особливістю приводу є те, що на кожне зчеплення використовується окремий механізм і виконуючий пристрій - гідроциліндр зв'язаний гідромагістралями через розподільник з насосом. Зусилля передаються через відповідні важелі, які виконані пружними.

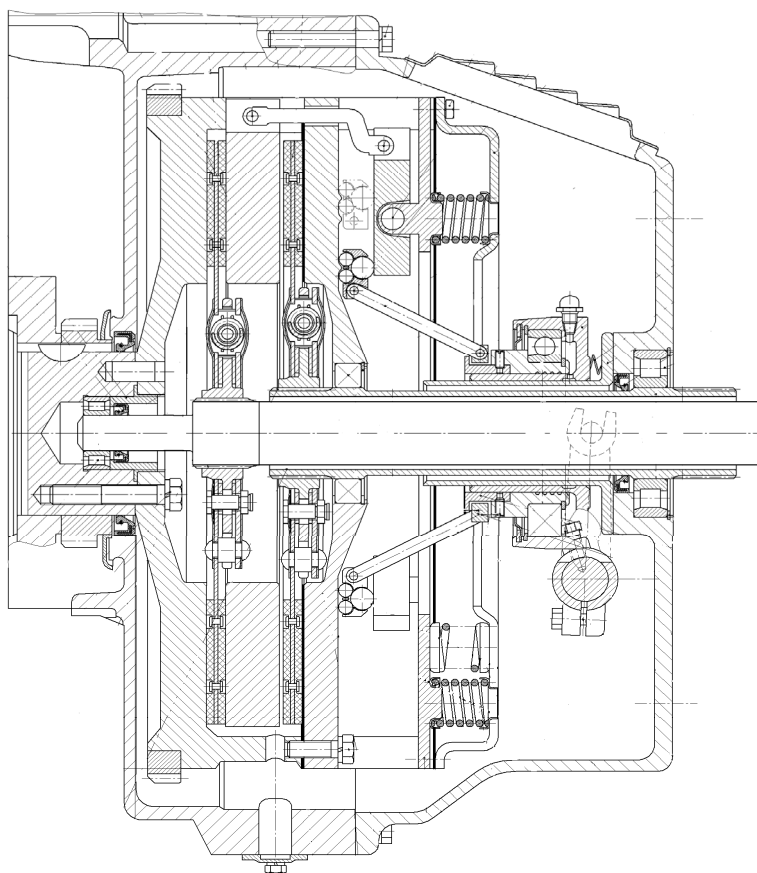


Рис. 1 – Оригінальне здвоєне зчеплення

Дослідження процесів роботи сухого фрикційного подвійного зчеплення, перемикання передач в трансмісії автомобіля наведені в роботах [7-9]. У них викладено методіку дослідження статичної рівноваги в механізмі сухого фрикційного зведеного зчеплення, що дозволяє отримати його навантажувальну характеристику, а також враховувати взаємний вплив зчеплень один на одного. В якості критеріїв для визначення оптимальних параметрів налаштування системи управління подвійним зчепленням служать максимально можливе скорочення часу перемикання передач при розгоні автомобіля і мінімальна сумарна робота буксування обох зчеплень. Результати досліджень доведені до практичної реалізації у вигляді пакету розрахункових прикладних програм та інженерних рекомендацій, призначених для вирішення завдань конструювання, оптимізації та аналізу мехатронних систем управління зведеним зчепленням, перемикання передач в трансмісії з подвійним зчепленням. У роботі [10] виконані дослідження щодо вдосконалення процесу керування пневмогідролічним підсилювачем привода зчеплення, що дозволило встановити раціональну модель та алгоритм роботи зчеплення.

Питанням процесу перемикання передач фрикційними муфтами в трансмісіях колісних і гусеничних машин присвячено досить велика кількість робіт, зокрема [9-12], в яких проводиться аналіз процесу переключення передач, як з розривом потоку потужності, так і без розриву. В роботі [13] розглянуто теоретичні основи систем керування зчепленням транспортних засобів з механічною трансмісією. Моделюється комплексно система «автомобіль-водій», включаючи варіанти привода управління зчепленням, трансмісією, водієм. Але у вказаних роботах не достатньо уваги приділено аналізу кінематики та навантаженості привода зведених зчеплень зі зменшеними витратами енергії на керування.

Питання управління зчепленням актуальні не тільки для автомобілів, но і для тракторів [14-17]. При роботі з великим тяговим навантаженням вимоги до системи управління зростають.

Розглянуті автомобільні зчеплення та приводи в роботі [18] потребують пристосування для обраного варіанту конструкції. Для цього були виконані роботи [18-21], які відображають конструкцію та систему керування.

Концепцію будови та удосконалення механізму управління зведеним зчепленням зі зменшеними витратами енергії на керування треба розробляти також з використанням результатів робіт [22-24].

Кінематичний аналіз привода

Для обраного зчеплення є можливість вибору місця розміщення механізму для впливу на натискний диск зчеплення з метою стиснення фрикційних пар. Можна розмістити виконуючий пристрій

безпосередньо у картері зчеплення для спрощення конструкції привода. У такому разі виникає необхідність подолання значного зусилля та забезпечення необхідної слідкуючої дії, чутливості виконуючого механізму при регулюванні моменту фрикційних пар зчеплень при малому ході виконуючого механізму. Оскільки у зведених зчепленнях зазор у фрикційних парах складає 0,8-1мм, то виникають певні труднощі. При цьому необхідно втиснути привід в обмежений простір і фактично виключити можливість аварійного ручного керування. Інший же варіант – використання комбінованого привода зчеплення з вибором оптимального передаточного числа. Така схема забезпечує зменшення зусиль на виконуючому пристрою і збільшення ходу вхідного елемента, що передає зусилля на механізм привода, та забезпечує плавність включення зчеплень та слідкуючу дію механізму. Привід складається з виконуючого пристрою (пнеumo- чи гідроциліндра, електродвигуна або комбінований тощо), важелів механізму привода зчеплення, вилки включення/виключення зчеплень, натискного підшипника, важелів, які з'єднують зовнішню опору натискного підшипника і пересувної каретки. Пересувна каретка, яка переміщується по опорному диску, та важелів, які передають зусилля натискного диску. На рис. 2 представлено кінематичну схему механізму привода зведеного оригінального зчеплення.

В новому зведеному зчепленні досягається зменшення втрат енергії на керування за рахунок зменшенню опору руху механізму привода, кардинально іншої кінематики, створення зусиль на натискному диску зчеплення та роботи лише в момент перемикання зчеплень. При включенні, перемиканні зчеплень долаються сили опору коченню кареток, які навантажені натискними пружинами, замість подолання зусиль натискних пружин.

Особливістю вибраної схеми зведеного зчеплення є механізм, за допомогою якого відбувається почергове включення зчеплень. Процес включення/виключення двох зчеплень відбувається одним виконуючим пристроєм. Виконуючий пристрій в момент необхідності включення одного з зчеплень діє на привід зчеплення, потім на натискний підшипник, натискний підшипник, у свою чергу, розрахований на передачу зусилля в двох напрямках, оскільки йому необхідно переміщувати каретку почергово у положення включення першого та другого зчеплень, пересувна каретка змінює своє положення під впливом важеля від підшипника. У зчепленні встановлюється радіально мінімум три каретки. Вони знаходяться у піджатому положенні між опорним диском (в якому є виступи, які допомагають фіксації каретки у необхідних положеннях) та натискною пластиною, яка притискається периферійно розташованими циліндричними пружинами. При зміні положення каретки поворотний важіль під впливом сил від

пружин змінює кут нахилу та через поздовжні важелі діє на натискний диск, який стискає фрикційні пари першого зчеплення. При необхідності включення другого зчеплення виконуючий пристрій впливає на привід зчеплення у зворотному напрямку і тим самим переміщує каретку і змінює напрям і кут нахилу поворотного важеля у відповідне положення натискного диску – стиснення фрикційних пар другого зчеплення. Дана особливість є основною перевагою, завдяки оригінальній будові приводу він не витрачає енергію на подолання опору натискних пружин, а витрачає значно менше енергії на подолання опору кочення каретки при переключенні і виключенню/включенню зчеплень.

Розроблене зчеплення відрізняється приводом переміщення натискного диска, привід конструктивно

простіший за рахунок одного керуючого елемента. Відповідно для включення одного з зчеплень необхідно одноразово задіяти виконуючий механізм, далі роботу по притисненню дисків до робочої поверхні виконують натискні пружини. При необхідності переходу на наступне зчеплення в роботу знову вступає виконуючий механізм. Для переміщення каретки у положення включення другого зчеплення долаючи опір кочення кареток привід діє аналогічно і забезпечує стиснення фрикційних дисків від натискних пружини. Далі виконуючий механізм залишається вимкненим до наступного переключення.

Перевагою запропонованої конструкції є простота виконання - за рахунок одного механізму включення і виключення кожного з двох зчеплень.

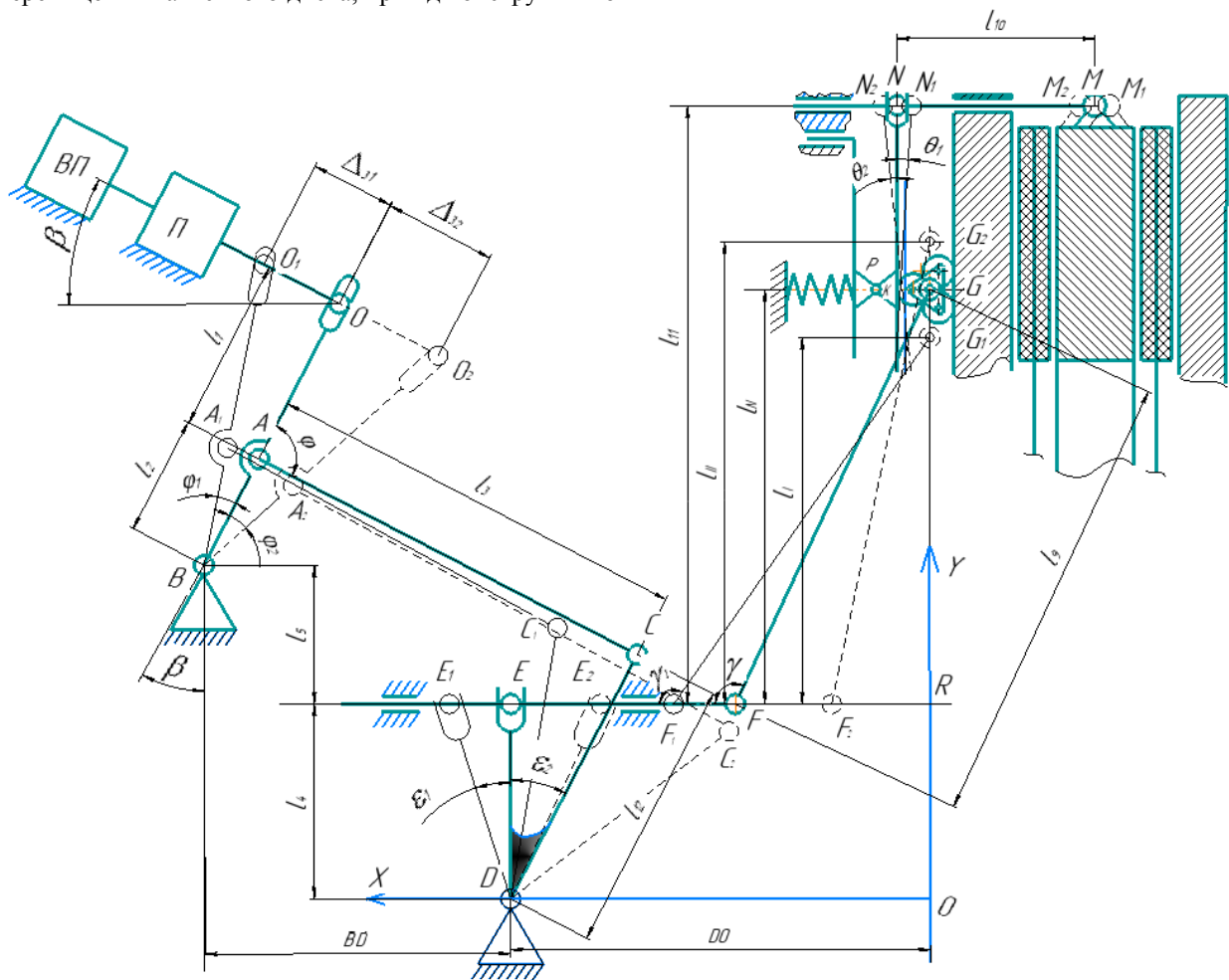


Рис. 2 – Кінематична схема механізму приводу оригінального зведеного зчеплення

Привід зведеного зчеплення потребує досліджень зчеплення і перевірку забезпечення однакових умов роботи першого та другого зчеплень.

На рис. 2 зображена кінематична схема приводу оригінального зведеного зчеплення у початковому та крайніх положеннях при включенні першого і другого зчеплень.

Виконуючий пристрій (ВП) через підсилювач (П) діє на важіль OB , який пов'язаний з корпусом шарніром B . Точка O важеля OB з нейтрального положення при включенні першого зчеплення переміщується до точки O_1 , а при включенні другого зчеплення – до точки O_2 .

Загальне передаточне кінематичне число i_k приводу є відношенням робочого ходу на пересувній

каретці, а саме відстань, яку вона проходить (GG_1 або GG_2), до відповідного переміщення на виконуючому механізмі (OO_1 або OO_2):

$$i_{k1(2)} = \frac{OO_{1(2)}}{GG_{1(2)}} \quad (1)$$

Переміщення точки A важеля OB через чотириох ланковий стрижневий механізм $BACD$ приводить до переміщення точки C і, відповідно, до обертання ланки CD , яка шарнірно пов'язана з корпусом у точці D .

Ланка CD жорстко зв'язана з ланкою DE , утворюючи при цьому здвоєний важіль CDE . Кут $\angle EDC$ вибираємо конструктивно.

Ланка DE через рухомий шарнір E з'єднується з ланкою EF , яка виконує функцію натискного підшипника зчеплення і через стрижень FG визначає положення G пересувної каретки. У початковому положенні $DE \perp EF$. Кут $\angle EDC$ вибираємо конструктивно.

При переміщенні точки F на відстані $FF_{1(2)}$ каретка пересувається на відстані $GG_{1(2)}$ і при цьому включаються зчеплення 1 або 2.

Переміщення точки F і, відповідно, переміщення каретки G пов'язані залежністю:

$$RF_{1(2)}^2 + RG_{1(2)}^2 = FG^2 = l_9^2 \quad (2)$$

Для дослідження механізму здвоєного зчеплення побудовано математичну модель, у якій використовуються наступні залежності.

Переміщення точки A визначає її рух по колу радіуса $BA = l_1$ та кут $\varphi_{1(2)}$ хитання ланки BO :

$$\varphi_{1(2)} = \arctg(OO_{1(2)} / BO) \quad (3)$$

Через кут хитання $\varphi_{1(2)}$ ланки BA визначаємо кут хитання $\gamma_{1(2)}$ ланки CD і, відповідно, кут $\varepsilon_{1(2)}$ хитання ланки DE , який визначає хід натискного підшипника F :

$$FF_{1(2)} = DE \cdot \tg \varepsilon_{1(2)} \quad (4)$$

Використовуючи залежність (2) можна визначити переміщення каретки G , тобто побудувати закон керування для ВП.

На рис. 3 наведена залежність переміщення $\Delta O_{1(2)}$ шарніра O на ВП для забезпечення повного включення 1-го (2-го) зчеплення від положення каретки $G_{1(2)}$ відносно початкового (нейтрального) положення каретки.

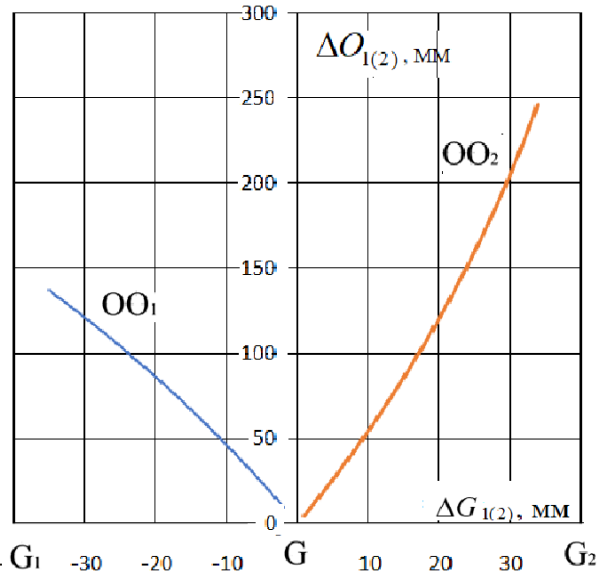


Рис. 3 – Залежність $\Delta O_{1(2)} = f(G_{1(2)})$

Для прийнятих конструктивних параметрів досліджуваного здвоєного зчеплення встановлено, що хід ВП при переміщенні каретки на $\Delta G = \mp 35$ мм (знак «-» при включенні 1-го зчеплення, знак «+» – 2-го зчеплення) складає, відповідно, $\Delta Q_1 = 138$ мм та $\Delta Q_2 = 258$ мм. З метою зниження таких переміщень ВП обмежуємо, попередньо, хід каретки у межах $\Delta G_{1(2)} = \mp 20$ мм. При цьому враховано, що переміщення на ВП не повинно бути занадто малим для можливості забезпечення слідкуючої дії, точного та плавного переміщення натискного диску зчеплення.

Важливим елементом у системі керування є ланка FG , що передає зусилля від натискного підшипника F до каретки G , і, як показує аналіз, довжина якого суттєво впливає на хід ВП (рис. 4).

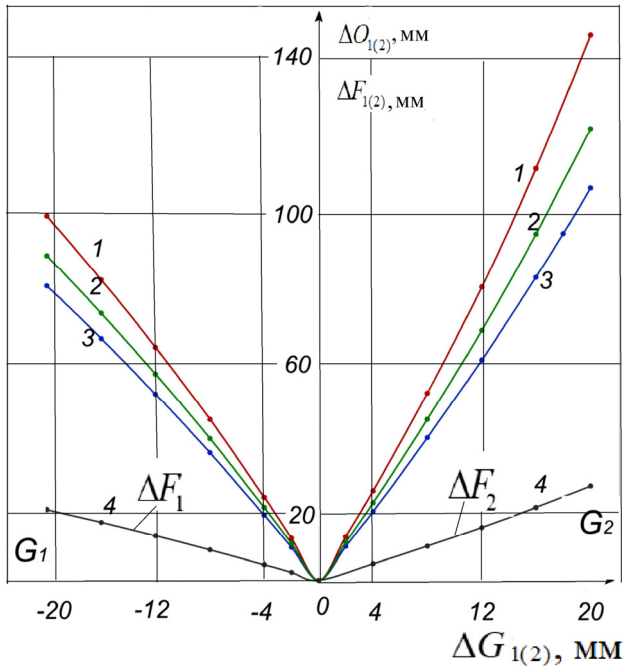
Як видно з рис. 4 збільшення довжини важеля FG зменшує хід ВП, але бажання вибрати збільшену величину важеля FG обмежує габаритний розмір зчеплення. Для досліджуваного здвоєного зчеплення прийнято $l_9 = 210$ мм.

Для цього варіанта довжина важеля FG на рис. 4 показано (крива 4) і відповідний хід $\Delta F_{1(2)}$ натискного підшипника.

Залежність загального кінематичного передаточного числа i_k від переміщення каретки має нелінійний характер і наведена на рис. 5.

У результаті проведеного розрахунку встановлено, що для обраних параметрів муфти та приводу зчеплення кінематичне передаточне число складатимуть: для включення першого зчеплення – 4,33, другого – 6,02, тобто є не однакове $i_{k1} \neq i_{k2}$. При переміщенні каретки на $\Delta G = \mp 20$ мм переміщення ВП для повного включення першого та

другого зчеплень складатиме, відповідно, 78,5 мм та 104,6 мм (рис. 4, крива 3), що треба враховувати у системі керування приводом.



1 – $l_g = 0,18$ м, 2 – $l_g = 0,2$ м, 3 – $l_g = 0,21$ м
Рис. 4 – Вплив довжини l_g важеля FG на хід ВП

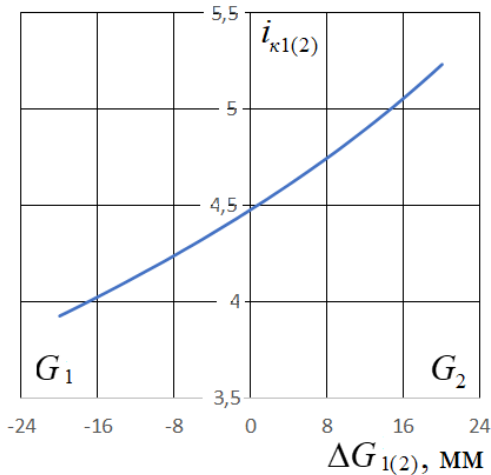


Рис. 5 – Залежність $i_{к1(2)} = f(G_{1(2)})$

Як показують розрахунки для забезпечення найбільш раціонального переміщення натискного підшипника (т. F) обирається кут β у нейтральному положенні каретки в межах $30^\circ \dots 45^\circ$.

Переміщення натискного диска M визначаємо через кут θ хитання ланки NP :

$$\Delta M = \Delta N = NP \cdot \text{tg} \theta. \quad (5)$$

Вищезазначені переміщення $\Delta M, \Delta N$ створюються за рахунок дії сил P від натискних

пружин і заданого положення G каретки і, відповідно, пов'язані із силовим розрахунком механізму.

Силовий аналіз приводу

Основним параметром, впливаючим на зусилля у приводі зчеплення, є максимальний момент двигуна транспортного засобу, бо зі збільшенням моменту для уникнення пробуксовки зчеплення необхідно збільшувати зусилля натискних пружин, які діють на натискний диск. Наступним фактором, який впливає на розподіл зусиль у приводі є коефіцієнт f_k опору кочення каретки по поверхні опорного диску. Він залежить від матеріалу з якого виконані ролики каретки та опорний диск. Цей коефіцієнт може змінюватися, наприклад, $f_k = 0,001$ – для «сталі по сталі») і $f_k = 0,005$ – для «сталь по чавуну» [25]. У запропонованій конструкції здвоєного зчеплення на роботу по включенню-виключенню зчеплень впливає сила прижиму натискних пружин, але в значно меншій мірі порівняно зі звичайною конструкцією зчеплень. Це досягається завдяки пересувній роликовій каретці G , зміщення якої призводить до нахилу поворотного важеля PN , а відповідно і включенню одного зі зчеплень.

При силовому розрахунку важливим є визначення мінімального часу перемикання зчеплень. У здвоєних зчепленнях для забезпечення мінімального розриву потоку потужності при переключенні передач, порівняно зі звичайними, цей час не повинен перевищувати 0,1с. Виходячи з цього, потрібно вибрати потужність ВП приводу зчеплень з високою швидкістю.

Схема дії внутрішніх сил у кінематичних парах (шарнірах) механізму, сили тиску натискної пружини P , інерційних сил на кожному важелі приводу та нажимному диску наведена на рис. 6.

Облік інерційних сил слід враховувати після зіставлення їх з силами, усієї розглянутої системи сил.

Зусилля на переміщення роликової каретки $F_{кар}$ значним чином залежить від діючої на неї притискаючої сили F_{Gp} :

$$F_{кар} = f_k \cdot F_{Gn}, \quad (6)$$

де f_k – коефіцієнт опору кочення роликів рухомої каретки G по поверхні стійки, F_{Gn} – нормальна реакція кінематичної пари «каретка - стійка», яка залежить від сили натискання пружини F_p та сили F_{Gx} з боку важеля FG приводу керування:

$$F_{Gn} = F_{Gp} + F_{Gx}. \quad (7)$$

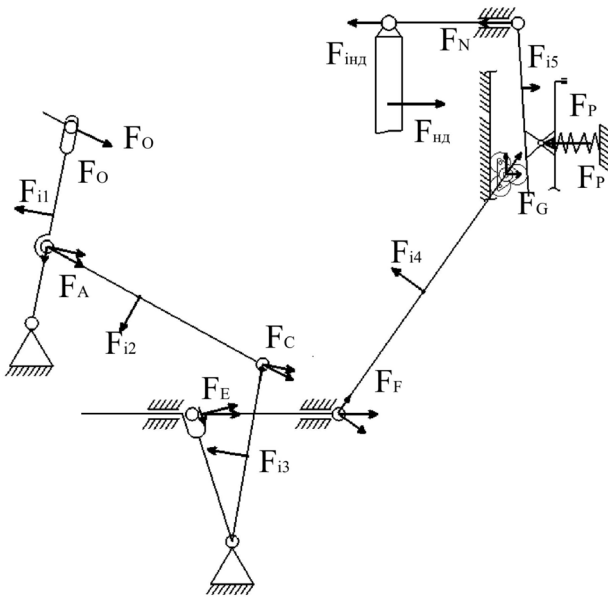


Рис. 6 – Схема передачі сил на ланки привода механізму здвоеного зчеплення

Силу F_p тиску нажимної пружини залежить від попереднього натягу F_{p0} та та величині деформування пружин Δ_p :

$$F_p = F_{p0} - c_p \cdot \Delta_p, \quad (8)$$

де c_H – коефіцієнт жорсткості нажимної пружини.

Сила F_{GP} притискання каретки важелем FG залежить від кута γ нахилу цього важеля (див. рис. та сили F_G від натискного підшипника:

$$F_{GP} = F_G \cdot \cos^2 \gamma. \quad (9)$$

Застосовуючи кінестатичний метод силового розрахунку з використанням принципу Д'аламбера визначаємо усі реакції у шарнірах досліджуваного механізму привода керування зчепленням.

На рис. 7 наведена залежність між силою F_O , що необхідно прикласти до каретки, щоб її пошунути в різних місцях розташування. Потрібні зусилля тиску на ВП коливаються у межах (65...150) Н, що є задовільним.

Залежність між означеними зусиллям F_O на ВП та зусиллям F_F на натискному підшипнику наведена на рис. 8. Силове передаточне число між означеними ланками складає близько 6.

Для обраних параметрів привода загальне силове передаточне число $i_{cp} = F_{GP} / F_O$ при включенні першого зачеплення лежить в межах 8,9...11,6, а для включення другого зачеплення 5,0...8,2.

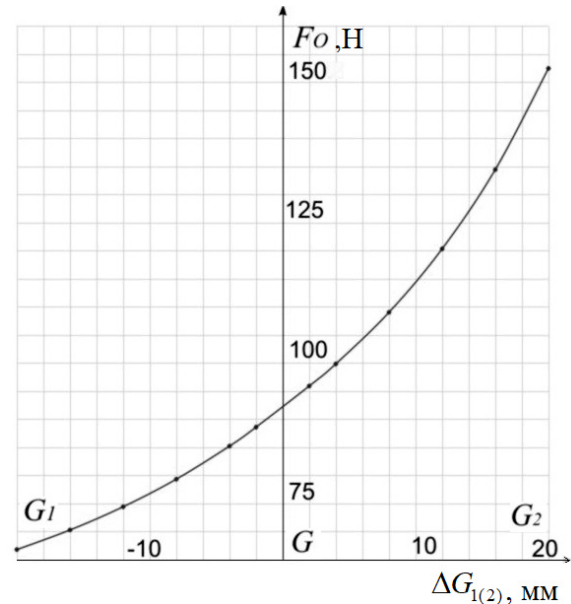


Рис. 7 – Зусилля на ВП для забезпечення пересування каретки при різних її положеннях

При моделюванні роботи запропонованої конструкції зчеплення встановлено, що сила натиску на каретку зростає не однаково при включенні 1-го і 2-го зчеплень.

Встановлено також, що особливістю запропонованої конструкції зчеплення є незначне передаточне число $i_c = F_{Gy} / F_O$ між зусиллям F_{Gy} , яке потрібне для пересування каретки, та зусиллям F_O на ВП, яке коливається у межах 2,8...3,0 (рис. 9).

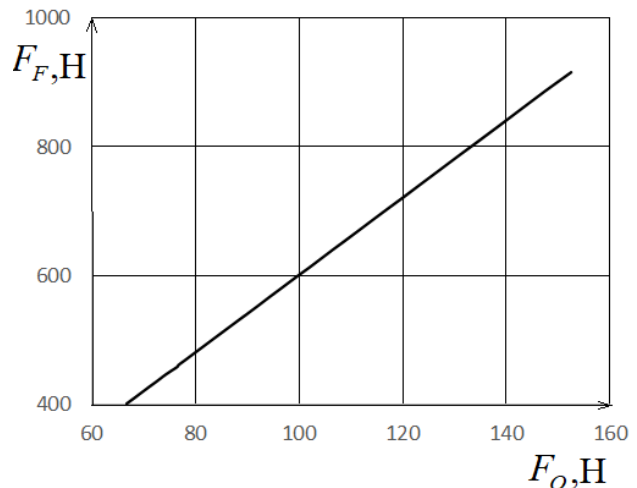


Рис. 8 – Залежність $F_F = f(F_O)$

Важливим параметром у роботі привода здвоеного зчеплення, для забезпечення його переваг над звичайним, є час перемикання зчеплень. Мала втрата швидкості машини при переключенні передач буде при мінімальному часі переключенні зчеплень.

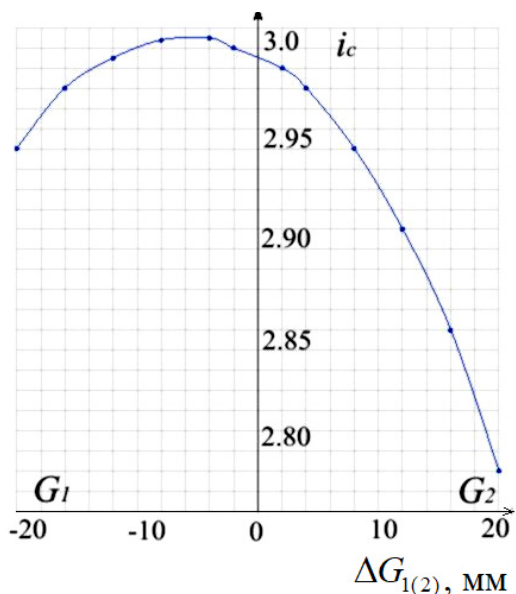


Рис. 9 – Залежність $i_c = f(\Delta G)$

Потужність, яка необхідна для переміщення роликів каретки за допомогою привода зчеплення, визначається відношенням роботи, яка виконується при переміщенні каретки, до необхідного часу переключення зчеплень за формулою:

$$P = \frac{A}{t \cdot \eta_{пр}}, \quad (10)$$

де A – робота, що необхідна для повного включення зчеплення; t – час руху привода зчеплення; $\eta_{пр}$ – коефіцієнт корисної дії приводу.

Робота на включення зчеплення складатиме:

$$A = \int_0^{O_{1(2)}} F_{Ok} \cdot d(O) \approx \sum_k F_{Ok} \cdot \Delta O_k, \quad (11)$$

де F_{Ok} , ΔO_k – середня сила на ВП, яка діє на k -ій ділянці ходу довжиною ΔO_k .

Аналіз показує що для досліджуваної конструкції робота на виконуючому механізмі для повного включення 1-го зчеплення складає 6,2 Дж, а 2-го – 12,4 Дж (рис. 10).

Якщо прийняти час включення зчеплення 0,1 с, то це значить, що потужність на ВП складатиме 0,062 кВт і 0,124 кВт для включення 1-го і 2-го зчеплення, відповідно. Отриманий результат свідчить про значні переваги зведеного зачеплення з точки зору енергозбереження.

Розрахунок проводився для силової установки з номінальним крутним моментом двигуна 600-700Н·м, що відповідає таким транспортно-тяговим машинам як ХТЗ-150К09, КраЗ-5401Н2 і т.д.

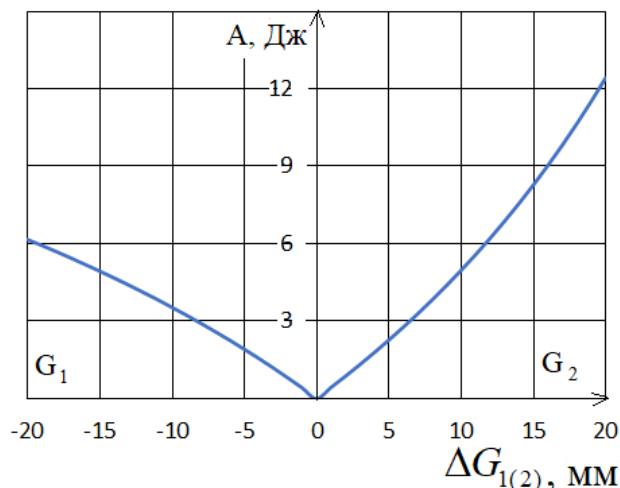


Рис. 10 – Робота сил на ВП для забезпечення повного включення першого і другого зчеплення

Попередня оцінка величин інерційних сил показала то, що їх значення значно менш рушійних сил. Таким чином при попередніх розрахунках інерційними силами знехтували.

Висновок

На основі розробленої математичної моделі і виконаних кінематичного та силового аналізу підтверджено, що запропонована оригінальна важільна конструкція керування сухим зведеном зчепленням є ефективною. Представлений варіант конструкції дозволяє перемикає зчеплення зі меншими енерговитратами. Проте встановлено, що при цьому переміщення елементів механізму неоднакове, а сила стиснення фрикційних пар при включенні першого і другого зчеплення відрізняються, що може ускладнити систему керування, і, відповідно, треба подальші дослідження.

Огляд існуючих конструкцій зчеплень дозволив визначитись з напрямком їх вдосконалення, зокрема, сухих зведеном зчеплень. Запропонована оригінальна конструкція приводу керування сухим зведеном зчепленням, яка передбачає використання важільного механізму із застосуванням поворотних упорів, що виконані у вигляді пересувних кареток з роликами і забезпечують перемикає зчеплення практично без розриву потоку потужності, спрощує конструкцію зчеплення та зменшує енерговитрати на керування.

За допомогою математичної моделі запропонованого сухого зведеного зчеплення проаналізовано роботу механізму керування і вплив його окремих конструктивних параметрів на якісні показники роботи зчеплення, зокрема, на кінематичні характеристики приводу зчеплення, діапазони кінематичних та силових передаточних чисел приводу, силову взаємодію ланок механізму, потужність виконуючого пристрою зчеплення.

Отримані результати дозволяють обґрунтовано визначати параметри зчеплення, але і вказують на необхідність продовження досліджень і постановку задачі оптимально-раціонального параметричного синтезу конструкції механізму керування здвоєним зчепленням.

Список літератури

1. Острецов А. В., Красавин П. А., Воронин В. В. *Автомобильные сцепления*: Учебное пособие по дисциплинам «Конструкция автомобиля» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190210 «автомобиле- и тракторостроение». М.: МГТУ «МАМИ», 2011. 99 с.
2. Барский И. Б., Борисов С. Г., Галягин В. А. *Сцепления транспортных и тяговых машин*. М.: Машиностроение, 1989. 344 с.
3. Сергієнко М. Є., Свідло В. С., Кузьменко Л. В. Аналіз сучасних конструкцій здвоєних зчеплень транспортно-тягових машин. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: *Автомобіле- і тракторобудування*. Х.: НТУ «ХПІ», 2018. № 49 (1325). С. 50-57.
4. Пат. на винахід України №101711, В60К 17/02, В60К 23/00, F16D 13/38. *Двотоктова муфта зчеплення*/ Сергієнко М.Є., Сергієнко А.М., Худолій О.І. Заявка а2011 08339. Заявл. 04.07.2011. Опубл. 25.04.2013. Бюл. №8.
5. Емельянов И. П. Исследования динамики управляемого электромеханического привода сцепления автомобиля: *дис. ... канд. техн. наук*. Курский национальный технический ун-т. Курск, 2007. 121с.
6. Коробки передач VAG. URL: <https://otoba.ru/transmissii/vag> (дата звернення: 02.03.2021).
7. Зайцев А. Р. Исследование статического равновесия сухого фрикционного двойного сцепления. *Механизация строительства*. 2013. № 1. С. 14–19.
8. Зайцев А. Р. Методика определения оптимальных параметров настройки системы управления сухим фрикционным двойным сцеплением. *Механизация строительства*. 2013. № 3. С. 10–13.
9. Szimandl V., Nemeth H. Dynamic hybrid model of an electro-pneumatic clutch system. *Mechatronics*. 2013. 23. 36 p.
10. Клименко В. І. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. *дис. ... док. техн. наук*. Харків, 2018. 563 с.
11. Поддубко С. Н. и др. Эффективность применения коробок передач с двойным сцеплением в автобусах городского типа. *Механика машин, механизмов и материалов*. 2015. № 1(30). С. 5–11.
12. Басалаев В. Н., Коваленко А. В. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии. *Механика машин, механизмов и материалов*. 2011. № 2(15). С. 24–32.
13. Михайлович М. Г. Теоретичні основи системи керування зчепленням транспортних засобів категорій N₃ та M₃ з механічною трансмісією. *дис. ... док. техн. наук*. Харків, 2021. 368 с.
14. Шарипов В. М., Дмитриев М. И., Зенин А. С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора. *Наука и*

- образование: науч. издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*. 2014. № 5. С. 50–65. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/711329.html>.
15. Вернигор В. А., Солонский А. С. *Переходные режимы тракторных агрегатов*. М.: Машиностроение, 1983. 183с.
 16. Львовский К. Я. и др. *Трансмиссии тракторов*. М.: Машиностроение, 1976. 280 с.
 17. Микнас В. В., Попиоль Р., Шпренгер А. *Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы*. Перевод с нем. ООО «СтарСПб». М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. 352 с.
 18. Сергієнко М. Є., Перевозник А. С., Свідло В. С. Розробка системи керування і дослідження елементів оригінального здвоєного зчеплення. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2018*, 16-18 травня 2018р.: у 4 ч. Ч. I. за ред. проф. Сокола Є.І. Харків: НТУ „ХПІ”. 188 с.
 19. Пат на винахід України 114964 Пристрій для керування двопотоковою муфтою зчеплення транспортного засобу / Сергієнко А.М., Сергієнко М.Є., Худолій О.І., Ткачук М.А., Гасанов М.І., Павлова Н.М., Ткаченко О.О. // *Патенти і винаходи: Винаходи – 2017*.
 20. Пат. на винахід України №118124 Система керування муфтою зчеплення транспортного засобу / Сергієнко М.Є., Сергієнко А.М., Худолій О.І., Гасанов М.І., Гапон А.І., Павлова Н.М., Цукор Д.Ю./ В60К 23/02, F16D 13/38, F16D 23/12, F16D 21/06, F16D 48/06, F16H 61/688. Заявка а2016 12321. Заявл. 05.12.2016. Опубл. 26.11.2018, Бюл. №22.
 21. Serrarens A., Dassen M., Steinbuch M. Simulation and control of an automotive dry clutch. *Proceedings of the 2004 American Control Conference*. Boston, MA, USA. 2004. Vol. 5. P. 4078-4083. doi: 10.23919/ACC.2004.1383947.
 22. Jinsung Kim, Seibum B. Choi. Control of Dry Clutch Engagement for Vehicle Launches via a Shaft Torque Observer. *American Control Conference Marriott Waterfront*. Baltimore, MD, USA June 30-July 02.2010. P. 676–681.
 23. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. *Automotive Control Systems. For Engine, Driveline, and Vehicle*. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2005. 511 p.
 24. Roland Welter, Tirm Herrmann, Sebastian Honselmann, Jeremy Keller. Clutch Release Systems. *Schaeffler SYMPOSIUM*. 2010. P. 94 – 111.
 25. Полошкин Н. Г. *Основы теории трения, износа и смазки*: учеб. Пособие. Краснояр. гос. аграр. ун-т. Красноярск, 2013. 192 с.

References (transliterated)

1. Ostretsov A. V., Krasavin P. A., Voronin V. V. *Avtomobil'nyye stsepleniya*: Uchebnoye posobiye po distsiplinam «Konstruktsiya avtomobilya» dlya studentov vuzov, obuchayushchikhsya po spetsial'nosti 190210 «Avtomobile- i traktorostroyeniye». M. MGТУ «МАМУ», 2011. 99 s.
2. Barskiy I. B., Borisov S. G., Galyagin V. A. *Stsepleniye transportnykh i tyagovykh mashin*. M. Mashinostroyeniye, 1989. 344 s.
3. Sergiyenko M. Ye., Svidlo V. S., Kuz'menko L. V. Analiz sovremennykh konstruktsiy sdvoyennykh stsepleniyy transportno-tyagovykh mashin. *Vestnik NTU "KHPI"*. Seriya: *Avtomobile- i traktorostroyeniye*. Kh.: NTU «KHPI», 2018. №49 (1325). S. 50-57.

4. Pat. na izobreteniyе Ukrainy №101711, B60K 17/02, B60K 23/00, F16D 13/38. Dvukhpotochnaya mufta stsepleniya/ Sergiyenko M.Ye., Sergiyenko A.M., Khudoliy A.I. Zayavka a2011 g. 08339. Zayavl. 04.07.2011. Opubl. 25.04.2013. Byul. №8.
5. Yemel'yanov I. P. Issledovaniya dinamiki upravlyayemogo elektromekhanicheskogo privoda stsepleniya avtomobilya: dis. ... kand. tekhn. nauk. Kurskiy natsional'nyy tekhnicheskyy un-t. Kursk, 2007. – 121s.
6. Korobki peredach VAG. Available at: <https://otoba.ru/transmissii/vag> (accessed 02.03.2021).
7. Zaytsev A. R. Issledovaniye staticheskogo ravnovesiya sukhogo friktsionnogo dvoynogo stsepleniya. *Mekhanizatsiya stroitel'stva*, 2013, 1, pp. 14–19.
8. Zaytsev A. R. Metodika opredeleniya optimal'nykh parametrov nastroyki sistemy upravleniya sukhim friktsionnym dvoynym stsepleniym. *Mekhanizatsiya stroitel'stva*, 2013, 3, pp. 10–13.
9. Szimandl B., Nemeth H. Dynamic hybrid model of an electro-pneumatic clutch system. *Mechatronics*, 2013, 23, pp. 36.
10. Klimenko V. I. Teoreticheskiye osnovy sozdaniya i usovershenstvovaniya pnevmaticheskikh apparatov tormoznogo upravleniya, podveski i stsepleniya avtotransportnykh sredstv. dis. ... dok. tekhn. nauk. Khar'kov, 2018. 563s.
11. Poddubko S. N. et al. Effektivnost' primeneniya korobok s dvoynym stsepleniym v avtobusakh gorodskogo tipa. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*, 2015, 1(30), pp. 5–11.
12. Basalayev V. N., Kovalenko A. V. Issledovaniye protsessa pereklyucheniya peredach pod nagruzkoy i optimizatsiya upravleniya friktsionnymi muftami mekhanicheskoy transmissii. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*, 2011, 2(15), pp. 24–32.
13. Mikhaylevich M. G. Teoreticheskiye osnovy sistemy upravleniya stsepleniym transportnykh sredstv kategoriy N3 i M3 s mekhanicheskoy transmissiyey. dis. dok. tekhn. nauk. Khar'kov, 2021. 368 s.
14. Sharipov V. M., Dmitriyev M. I., Zenin A. S. Matematicheskaya model' protsessa pereklyucheniya peredach v korobke traktora. *Nauka i obrazovaniye: nauch. izdaniye MGTU im. N.E. Bauman*, 2014, 5, pp. 50–65. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/711329.html>.
15. Vernigor V. A., Solonskiy A. S. Perekhodnyye rezhimy traktornykh agregatov. M. Mashinostroyeniye, 1983. 183 s.
16. L'vovskiy K. Ya. et al. *Transmissii traktorov*. M. Mashinostroyeniye, 1976. 280 s.
17. Miknas V. V., Popiol' Rayner, Shprenger Aksel'. *Avtomobil'nyye stsepleniya, transmissii, privody*. Perevod s nem. ООО «StarSPb». M.: ООО «Knizhnoye izdatel'stvo «Za rulem», 2012. 352 s.
18. Sergiyenko M. Ye., Perevozchik A. S., Svidlo V. S. Razrabotka sistemy upravleniya i issledovaniya elementov original'nogo sdvoynogo stsepleniya. *Informatsionnyye tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiya, obrazovaniye, zdorov'ye: tezis dokladov XXVI mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii MicroCAD-2018*, 16-18 maya 2018: v 4 ch. CH. I. pod red. prof. Sokola Ye.I. Khar'kov: NTU „KHPI”. 188 s.
19. Pat na izobreteniyе Ukrainy 114964 Ustroystvo dlya upravleniya dvukhpotochnoy muftoy stsepleniya transportnogo sredstva / Sergiyenko A.M., Sergiyenko M.Ye., Khudoliy A.I., Tkachuk M.A., Gasanov M.I. ., Tkachenko Ye.A. // Patenty i izobreteniya: Izobreteniya – 2017.
20. Pat. na izobreteniyе Ukrainy №118124 Sistema upravleniya muftoy stsepleniya transportnogo sredstva / Sergiyenko M.Ye., Sergiyenko A.M., Khudoliy Ye.I., Gasanov M.I., Gapon A.I., Pavlova N.M., Sakhar D .YU./B60K 23/02, F16D 13/38, F16D 23/12, F16D 21/06, F16D 48/06, F16H 61/688. Zayavka a2016 12321. Zayavl. 05.12.2016. Opubl. 26.11.2018, Byul. №22.
21. Serrarens A., Dassen M., Steinbuch M. Simulation and control of an automotive dry clutch. *Proceedings of the 2004 American Control Conference*. Boston, MA, USA. 2004, Vol. 5, pp. 4078-4083. doi: 10.23919/ACC.2004.1383947.
22. Jinsung Kim, Seibum B. Choi. Control of Dry Clutch Engagement for Vehicle Launches via a Shaft Torque Observer. *American Control Conference Marriott Waterfront*. Baltimore. MD. USA June 30-July 02.2010, pp. 676–681.
23. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. *Automotive Control Systems. For Engine, Driveline, and Vehicle*. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. 511 p.
24. Roland Welter, Tirm Herrmann, Sebastian Honselmann, Jeremy Keller. Clutch Release Systems. *Schaeffler SYMPOSIUM*, 2010, pp. 94–111.
25. Polyushkin N. G. *Osnovy teorii treniya, iznosa i smazki*. ucheb. Posobiye. Krasnoyar. gos. agrar. un-t. Krasnoyarsk, 2013. 192 s.

Відомості про авторів (About authors)

Сергієнко Микола Єгорович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Nikolay Sergienko – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic University", Professor of Department of Automobile and Tractor Engineering; Kharkov, Ukraine; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Калінін Павло Миколайович – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com.

Pavel Kalinin – Candidate of Technical Sciencal (Ph.D), Docent, National Academy of the National Guard of Ukraine, Associate Professor of the Department of Engineering Mechanics; Kharkov, Ukraine; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com.

Гасанов Магамедмін Ісагамедович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», проректор з науково-педагогічної роботи, професор кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2161-2386>; e-mail: kh.kajvika@gmail.com.

Magomedemin Gasanov – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic University", Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology and Metal-Cutting Machines; Kharkov, Ukraine; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2161-2386>; e-mail: kh.kajvika@gmail.com.

Павлова Наталія Миколаївна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Інформаційно-вимірювальні технології та системи», м. Харків, Україна; тел.: (063) 245-88-58; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: nnpavlovann@gmail.com

Natalia Pavlova – assistant, Department of Information and Measurement Technologies and Systems, National Technical University "Kharkov Polytechnic University"; Kharkov, Ukraine; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: nnpavlovann@gmail.com.

Свідло Віталій Сергійович – аспірант кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4614-3125>; e-mail: svivs@ukr.net.

Vitaliy Svidlo – graduate student, Department of Automobile and Tractor Engineering, National Technical University "Kharkov Polytechnic University"; Kharkov, Ukraine; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4614-3125>; e-mail: svivs@ukr.net.

Окунь Антон Олександрович – кандидат технічних наук, доцент Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри комп'ютерного моделювання та інтегрованих технологій обробки тиском; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6467-4229>; e-mail: okunanton@gmail.com

Anton Okun – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic University", Docent of the Department of Computer Modeling and Integrated Forming Technologies; Kharkov; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6467-4229>; e-mail: okunanton@gmail.com.

Будь ласка, посилайтеся на цю статтю наступним чином:

Сергієнко М. С., Калінін П. М., Гасанов М. І., Павлова Н. М., Свідло В. С., Окунь А. О. Аналіз параметрів приводу зведеного зчеплення зі зменшеними енерговитратами на керування. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПІ». 2021. № 4 (10). С. 49-60. doi: 10.20998/2413-4295.2021.04.07.

Please cite this article as:

Sergienko N., Kalinin P., Gasanov M., Pavlova N., Svidlo V., Okun A. Analysis of the parameters of the double clutch drive with reduced control energy consumption. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solutions in modern technology.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2021, no. 4 (10), pp. 49-60, doi:10.20998/2413-4295.2021.04.07.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Сергиенко Н. Е., Калинин П. Н., Гасанов М. И., Павлова Н. Н., Свидло В. С., Окунь А. А. Анализ параметров привода сдвоенного сцепления с уменьшенными энергозатратами на управление. *Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Новые решения в современных технологиях.* – Харьков: НТУ «ХПИ». 2021. № 4 (10). С. 49-60. doi:10.20998/2413-4295.2021.04.07.

АННОТАЦІЯ *Мировая тенденция улучшения трансмиссий транспортных и тяговых средств связана с использованием роботизированных преселективных коробок переключения передач, важным узлом которой является фрикционное сцепление. Проведенный обзор существующих конструкций и анализ концепций развития сцеплений позволяет определиться с направлениями их усовершенствования, в частности, усовершенствованием сухих сдвоенных сцеплений, которые являются предметом исследования в данной работе. Существенным недостатком существующих конструкций сдвоенных сцеплений является использование дополнительных специальных (преимущественно гидравлических или комбинированных) систем для включения-выключения в работу фрикционных пар, что увеличивает стоимость конструкции, расход энергии на управление и усложняет конструкцию, обслуживание и ремонт. Предлагаемая конструкция привода управления оригинального сухого сдвоенного сцепления предусматривает использование рычажного механизма с применением поворотных упоров, выполненных в виде передвижных кареток с роликами, что обеспечивает переключение сцеплений за короткое время и практически без разрыва потока мощности и, соответственно, улучшает динамику разгона транспортных средств. конструкцию сцепления и уменьшает энергозатраты по его управлению как в процессе начала движения машины, так и при переключении передач. Разработана математическая модель предложенного привода сцепления, на основе которой смоделирована работа механизма управления и проанализировано влияние его отдельных конструктивных параметров на качественные показатели работы привода сцепления, в частности, на кинематические характеристики привода, диапазоны кинематических и силовых передаточных чисел привода, силовое взаимодействие звеньев механизма устройства при включении каждого сцепления. Установлено, что для переключения сцеплений требуются меньшие энергозатраты, что перемещение элементов механизма неодинаково, а сила сжатия фрикционных пар при включении первого и второго сцеплений отличаются. Результатами моделирования подтверждено, что предложенная оригинальная рычажная конструкция механизма управления сцеплениями является эффективной. Полученные результаты позволяют обоснованно определять параметры сцепления, однако выбор оптимально-рациональных параметров механизма управления требует проведения дальнейших исследований, для проведения которых разработаны соответствующие методика, алгоритм поиска и их программная реализация.*

Ключевые слова: *сухое сдвоенное сцепление; привод управления; рычажный механизм, кинематическая пара; передаточное число; кинематические параметры; силовой расчет; математическая модель; транспортное средство*

Надійшла (received) 01.11.2021