

## КОНЦЕПЦІЯ ЗАКОНУ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ АВТОМОБІЛЯ

Михалевич М. Г.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** В роботі проаналізовано існуючі закони керування зчепленням. Виявлено недоліки розглянутих законів та запропоновано концепцію наглядного закону, що має спроможність до простої адаптації під умови руху автотранспортного засобу. Концепція закону керування зчепленням сформована двома кривими Безьє. Одна з яких виконує функцію направляючої а друга формує поверхню. Показані переваги застосування такого закону та встановлено шляхи його адаптації до реальних умов.

**Ключові слова:** закон керування зчепленням, крива Безьє, ефект ривка.

### Вступ

З розвитком автоматичних систем керування агрегатами трансмісії, закони керування зчепленням розвивалися так само, як і їх апаратна частина. За часів існування електронних блоків із жорсткою логікою використовували прості закони керування [1]. Серед них закон керування моментом зчеплення в функції кута повороту педалі акселератора та в функції частоти обертання колінчастого валу двигуна. Останній більш пристосований для адаптації до темпу переміщення педалі акселератора бо реагує безпосередньо на роботу двигуна, а ні на положення педалі акселератора. Оскільки між ними існує затримка відповідна до постійної часу двигуна. В період створення систем із жорсткою логікою керування [1] забезпечення адаптації закону керування під відповідні дорожні умови були передбачені різноманітні ручні перемикачі режиму. На сьогодні зазначені закони модернізувалися у один із можливості плавної зміни закону керування моментом зчеплення:

$$M_C = f(n_K; \alpha), \quad (1)$$

де  $M_C$  – момент зчеплення; Н·м;

$\alpha$  – кут положення педалі акселератора, град;

$n_K$  – частота обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання, хв<sup>-1</sup>.

Таким чином закон (1) є найпростішим сучасним законом керування зчепленням і являє собою поле характеристик. Поле характеристик сформовано та обмежується поліномами другого порядку, які визначають залежність від частоти обертання колінчастого валу.

### Аналіз публікацій

В роботах [2, 3] керування зчепленням пропонується здійснювати, як органом виконавчим пристроєм керування зчепленням, так і подачею палива в двигун спираючись на відсутність прямого зв'язку між положенням педалі акселератора та кількістю палива, що подається в двигун внутрішнього згорання. Такий підхід керування паливopoдачею забезпечує, як екологічні показники, так і роботу супутніх системи автомобіля [4, 5] (ASR, круїз контроль або адаптивний круїз контроль). Відповідно закон керування зчепленням та двигуном виглядає наступним чином (2):

$$\begin{bmatrix} T_e \\ T_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + s \cdot J_e \cdot G(s) & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_e \\ v_{sl} \end{bmatrix} \quad (2)$$

де  $T_e$  – крутний момент двигуна, Н·м;

$T_c$  – момент зчеплення, Н·м;

$s$  – проковзування коліс;

$J_e$  – момент інерції двигуна;

$v_e$  – швидкість двигуна;

$v_{sl}$  – швидкість проковзування;

$G(s)$  – функція, яка визначається за формулою (3):

$$G(s) = \frac{s \cdot J_v + b_w}{\begin{bmatrix} (s \cdot (J_c + J_t + J_w \cdot r^2) + \\ + r^2 \cdot b_w) \cdot \left( \frac{1}{s} \cdot J_v + b_w \right) - \\ - b_w^2 \cdot r^2 \end{bmatrix}} \quad (3)$$

де  $J_v$  – приведений момент інерції транспортного засобу;

$J_c$  – момент інерції зчеплення;

$J_t$  – момент інерції елементів трансмісії;  
 $J_w$  – момент інерції ведучих коліс;  
 $r$  – передавальне число трансмісії;  
 $b_w$  – жорсткість ведучих коліс.

У модифікованому вигляді цей закон подано в роботі [3] де автори пропонують використовувати ПІ-регулятор на окремих ділянках закону керування зчепленням. Для реалізації такого закону необхідно закладати достатньо велику кількість параметрів, які стосуються транспортного засобу, що не зручно. Особливу складність може створити такі параметри як  $J_v$  та  $b_w$ . Якщо для легкового автомобіля зміна маси автомобіля в експлуатації не є вирішальною бо складає до 20...30 % максимальної маси транспортного засобу [6], то для автобуса цей показник сягає 50% [7], а для вантажного транспортного засобу цей показник набуває критичних значень 200...250% [8] і для деяких автопоїздів сягає 300% [9]. Крім того рушання вантажного автомобіля може здійснюватись з різних передач. Зазвичай вантажівки рушають з другої передачі при малому завантаженні та з першої при максимальних навантаженнях або важких умовах руху. Так все сказане спричиняє значну зміну параметру  $J_v$ , яку можливо передбачити, але вже після початку руху транспортного засобу [10]. Звісно що перше рушання після загрузки може проходити зовсім не так, як передбачено законом керування. Жорсткість шин хоча і не змінюється так суттєво як маса автотранспортного засобу, але й не є постійною і змінюється відповідно до температури, ступеня їх зносу, тиску в них, конструкції та виробника. Тому це вносить похибки. Крім того в роботі [11] зазначається що закон керування, що базується на зворотному зв'язку по швидкості обертання зчеплення або інших валів трансмісії спричиняє значні стрибки крутного моменту та прискорення автотранспортного засобу після замикавання дисків зчеплення. Ці стрибки характеризуються таким параметром як перша похідна прискорення автотранспортного засобу за часом [12, 13, 14]. Так в [11] пропонується для зменшення стрибків використовувати закон який базується на контролюванні крутного моменту в трансмісії.

Роботи білоруських дослідників [15, 16, 17] направлені на створення системи із законом керування, який базується на зворотному зв'язку по кутовому прискоренню ведених частин зчеплення із розділенням алгоритму керування на два можливих прискорення, що

підтримуються алгоритмом під час рушання з місця. Перемикання між гілками алгоритму відбувається в залежності від перевищення граничної швидкості переміщення педалі подачі палива. Особливістю системи, що пропонується в зазначених роботах є незалежне керування двигуном внутрішнього згоряння, яке направлене на попередження заглохання двигуна та підтримання відповідної частоти обертання колінчастого валу в процесі рушання з місця.

В роботі [18] пропонується закон керування зчепленням представити у вигляді функції (4):

$$\begin{aligned}
 S &= F(\alpha_\partial, \dot{\alpha}_\partial, \omega_\partial, \dot{\omega}_\partial, t) = \\
 &= A(\dot{\alpha}_\partial) \cdot F_1(\alpha_\partial) + F_2(\omega_\partial) \pm 1, \quad (4) \\
 &+ B(M_c, k, t, \dot{\alpha}_\partial)
 \end{aligned}$$

де  $S$  – характеристика, що регулюється законом керування;

$A(\dot{\alpha}_\partial)$  та  $B(M_c, k, t, \dot{\alpha}_\partial)$  – коефіцієнти, що виключають ефект «стрибка» педалі зчеплення.

#### Мета та постановка задачі

Спираючись на огляд існуючих законів керування зчепленням можна стверджувати, що вони не враховують реальних характеристик виконавчих пристроїв, деякі з них складно адаптуються до зміни режиму руху та не є простими для реалізації в мікроконтролері. Тому метою роботи є створення наглядного закону, що просто реалізувати в мікроконтролері та який має спроможність адаптації до змінних умов руху.

#### Концепція закону керування зчепленням

Для забезпечення узгодженості із ідеологією керування класичними автоматичними трансмісіями рушання повинно починатися одразу після відпускання педалі гальма за умови деактивованих допоміжного та стоянкового гальма, а також при увімкненій передачі. Таким чином рушання з місця можливе без корегування цього процесу водієм на мінімальній стійкій швидкості обертання колінчастого валу двигуна. Під час такого рушання автотранспортний засіб зрушить з місця та буде рухатися з постійною мінімальною швидкістю яка відповідає увімкненій передачі. Подальше прискорення можливо за умови впливу на педаль акселератора та збільшення крутного моменту двигуна вже при повністю увімкненому зчепленні. Цілоком

істотно, що таке рушання з місця можливе за умови відповідних дорожніх умов, які характеризуються коефіцієнтом опору дороги  $\psi$ . Таким чином на цьому етапі рушання закон керування має загальний вигляд (5):

$$S = f(Z, \alpha_d, \omega_e, \omega_c) \quad (5)$$

або, за участі в процесі керування впливу водія на педаль акселератора (6):

$$S, E = f(Z, \alpha_d, \omega_e, \omega_c) \quad (6)$$

де  $S$  - положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням, %;

$E$  - ступінь подачі палива, %;

$Z$  - комплексний сигнал про задіяння гальм.

Керування положенням штоку виконавчого пристрою керування зчепленням здійснюється за допомогою PID-регулятора [19] пропорційно до сигналу, що імітує бажане положення штоку виконавчого пристрою керування зчепленням  $S$ .

Як зазначається багатьма дослідниками [2, 15, 20] запобігання ефекту «ривка» під час замикання зчеплення можливо досягти при достатньо плавному, майже по дотичній, набутті однакових значень швидкості обертання колінчатого валу та ведених дисків зчеплення. Такий робочий процес, при керуванні зчепленням водієм, відображено на рис. 1.

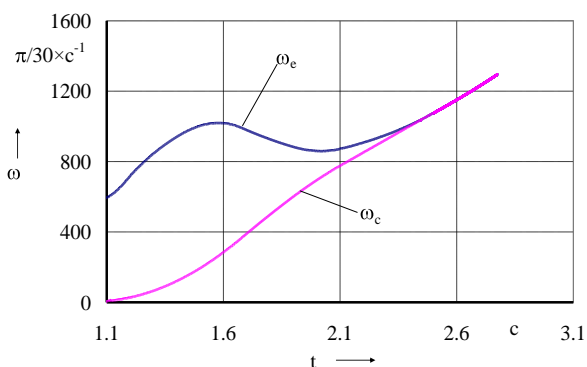


Рис. 1. Типовий процес зміни кутових швидкостей впродовж буксування зчеплення при плавному замиканні дисків зчеплення

При звичайному відображенні процесу його аналіз дається доволі складно. Наприклад необхідно окремо відстежувати неприпустимість смикання дисків зчеплення доки кутова швидкість обертання ведених дисків не досягне робочого діапазону двигуна внут-

рішнього згоряння (інакше це призведе до зупинки двигуна). Необхідно стежити, щоб під час розгону без натискання на педаль акселератора кутова швидкість колінчатого валу не ставала меншою за мінімально стійку. Крім того сам процес формування дотичного характеру зміни кутових швидкостей під час замикання дисків зчеплення доволі складно організувати у координатах з використанням часу.

Зробимо наступні перетворення для більш зручного представлення процесу. Відтворимо робочий процес буксування зчеплення у координатах  $\Delta\omega_e = f(\omega_c)$ . У якості  $\Delta\omega$  візьмемо як різницю  $\omega_e - \omega_c$ . Результат перетворення можна інтерпретувати як закон керування зчепленням у статичній постановці (виключивши час протікання процесу рушання). В цьому разі не має значення динаміка процесу буксування (рис. 2).

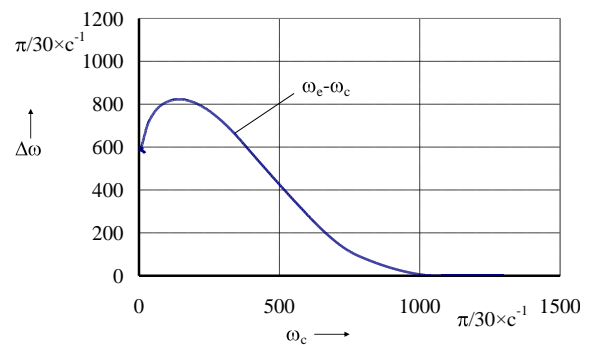


Рис. 2. Робочий процес буксування зчеплення з виключеним часом

Аналізуючи отриману залежність можна сказати, що за будь яких обставин при значенні  $\frac{30 \cdot \omega_c}{\pi} < 500 \text{ x } \text{с}^{-1}$  замикання зчеплення не має бути реалізовано. Максимальне значення функції  $\Delta\omega$  має залежати від бажаної динамічності рушання. А точка дотику по осі  $\omega_c$  відповідає за тривалість буксування зчеплення і можливість вийти в зону максимального крутного моменту впродовж буксування зчеплення під час рушання з місця. Точка перетину кривої з віссю ординат відповідає за можливість рушання без впливу на педаль акселератора. Як бачимо робочий процес рушання, що відтворено в такому вигляді дуже гарно піддається аналізу, має характерні риси і вбачається гарні можливості для адаптації.

Відтворення цієї кривої поліноміальною залежністю має достатньо складний вигляд, а найважливіше дуже складно трансформуєть-

ся для адаптації закону під різні умови. Для якісного відтворення цієї залежності та, що найважливіше, забезпечення якісного дотику до осі абсцис необхідно застосовувати поліном п'ятого, шостого ступеня. Визначальним, для можливості адаптації є збереження дотичності до осі абсцис, а не точність відтворення кривої тому пропонується замінити запропоновану функцію кривою Безьє [21, 22, 23]. Криві Безьє розроблені французьким математиком та використовувались для комп'ютерного моделювання кузовів автомобілів фірми «Renault». Параметричні поліноміальні криві Безьє є сумою поліномів Берштейна які є базисними функціями кривої Безьє. При наявності масиву точок  $P = P_0, P_1, \dots, P_m$  параметрична крива Безьє ступеня  $m$  визначається наступною формулою (7):

$$R(t) = \sum_{i=0}^m B_i^m(t) \cdot P_i, \quad t \in [0, 1], \quad (7)$$

де  $B_i^m(t)$  - базисна функція кривої Безьє яка визначається за формулою (8);

$t$  - параметр, що змінюється у діапазоні від 0 до 1;

$P_i = \begin{pmatrix} x_i \\ y_i \end{pmatrix}$  - координати  $i$ -тої точки.

$$B_i^m(t) = C_m^i \cdot t^i \cdot (1-t)^{m-i}, \quad (8)$$

де  $C_m^i$  - параметр, який визначається за формулою (9):

$$C_m^i = \frac{m!}{i! \cdot (m-i)!} \quad (9)$$

Важливими для нас властивостям кривої Безьє є:

- ступінь поліному  $R(t)$ , який визначає криву Безьє на одиницю менший за кількість опорних точок. Наприклад для чотирьох опорних точок крива Безьє буде третього ступеня;

- крайні точки кривої Безьє співпадають з початковою та кінцевою точками масиву  $P$ ;

- оскільки  $R(0) = m \cdot (P_1 - P_0)$  та  $R'(1) = m \cdot (P_m - P_{m-1})$ , то вектори дотичних на кінцях кривої Безьє, за напрямком, повністю співпадають з крайніми ланками опорної ламаної, а їх довжина прямо пропорційно

впливає на швидкість наближення кривої Безьє до дотичної;

- крива Безьє має похідну у кожній точці оскільки є гладкою кривою;

- поліном (7) однозначно описує криву Безьє оскільки в ньому немає вільних параметрів.

Для відтворення типового робочого процесу під час рушання АТЗ виконаємо апроксимацію представлення процесу, що зображено на рисунку 2 за допомогою кривої Безьє. З цією метою зазначимо характерні точки кривої. Це крайні точки кривої, точка  $P_0$  з координатами (0, 600) та  $P_3$  з координатами (1000, 0). Також для забезпечення гарантованої дотичності до осі  $\omega_c$  маємо точку  $P_2$  з координатами ( $x_2$ , 0). Значення координати  $x_2$  визначає як швидко буде змінюватися похідна ліворуч від точки  $P_3$ . Залишається єдина вільна точка для апроксимації кривої, це точка  $P_1$  з координатами ( $x_1$ ,  $y_1$ ). Таким чином лише три числа ( $x_1$ ,  $x_2$ ,  $y_1$ ) визначають якість апроксимації кривої яка характеризує бажаний процес синхронізації кутових швидкостей ведучих та ведених частин зчеплення. Такий підхід дуже зручно використовувати при адаптивних змінах в електронному блоці керування оскільки керувати такими координатами набагато зручніше ніж коефіцієнтами полінома які часто набувають дуже незручних значень як для обробки в ЕБК (рис. 3).

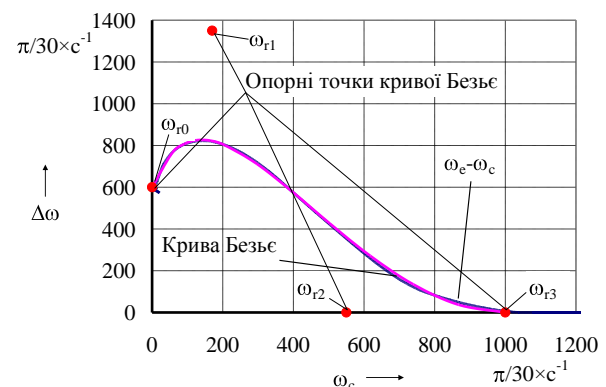


Рис. 3. Апроксимація кривої з рис. 2 за допомогою кривої Безьє

Недоліком кривої Безьє є її параметричний вид та неможливість створення прямої залежності для визначення функції від її аргументу. У векторній формі крива Безьє, яка визначається чотирма точками, запишеться (10):

$$R = -t^3 \cdot P_0 + 3 \cdot t \cdot -t^2 \cdot P_1 + 3 \cdot t^2 \cdot -t \cdot P_2 + t^3 \cdot P_3, \quad (10)$$

де  $t \in [0; 1]$ .

Для визначення координат в скалярній формі запишемо рівняння (11) та (12) з врахуванням позначень координат стосовно закону керування. Відповідно замість координати X по осі абсцис введемо координату  $\omega_c$ , а замість Y по осі ординат введемо координату  $\Delta\omega$ . Так для визначення  $\Delta\omega$  запишемо:

$$\Delta\omega = -t^3 \cdot \Delta\omega_0 + 3 \cdot t \cdot -t^2 \cdot \Delta\omega_1 + 3 \cdot t^2 \cdot -t \cdot \Delta\omega_2 + t^3 \cdot \Delta\omega_3, \quad (11)$$

а для визначення  $\omega_c$  запишемо:

$$\omega_c = -t^3 \cdot \omega_{c0} + 3 \cdot t \cdot -t^2 \cdot \omega_{c1} + 3 \cdot t^2 \cdot -t \cdot \omega_{c2} + t^3 \cdot \omega_{c3}, \quad (12)$$

Для зміни таких параметрів робочого процесу як  $\omega_e$  та  $\omega_c$  у вигляді  $\Delta\omega = \omega_e - \omega_c$  відповідно до наведеної на рис. 2 залежності виконавчий пристрій керування зчепленням повинен впливати на зчеплення. Так впродовж всього робочого процесу має бути якась відповідна частина крутного моменту яка передається в трансмісію. Пропонується визначати цю частину функцією керування зчепленням, яка так само як і функція  $\Delta\omega = f(\omega_c)$  представлена кривою Безьє. Для керування зчепленням представимо апроксимуючу криву Безьє у координатах  $S = f(\omega)$ . Оскільки зазначена у (11) величина  $\Delta\omega$  заздалегідь визначена на основі керуючих впливів водія, а в функції  $S = f(\omega)$  величина  $\Delta\omega$  пов'язана з реальним протіканням процесу зміни кутових швидкостей тому для уникнення плутанини у визначеннях позначимо різницю кутових швидкостей які змінюються у реальному часі як відносну швидкість  $\omega_r = \omega_e - \omega_c$ . Таким чином функція керування зчепленням буде пов'язана з апроксимуючою кривою робочого процесу і позначиться як  $S = f(\omega_r)$ . Мо-

дуль відносної кутової швидкості  $\omega_r$  забезпечує дзеркальне відображення керуючого параметра  $S(t)$  та недопущення набуття параметром  $\omega_r$  значних негативних значень. Для прикладу, приведемо криву керування зчепленням на рисунку 4 в умовах початку керуючого процесу. Запишемо рівняння для визначення кривої наведеної на рисунку 4 одразу в скалярному вигляді у відповідних координатах. Так для визначення  $\Delta\omega$  запишемо (13):

$$\omega_r = -t^3 \cdot \omega_{r0} + 3 \cdot t \cdot -t^2 \cdot \omega_{r1} + 3 \cdot t^2 \cdot -t \cdot \omega_{r2} + t^3 \cdot \omega_{r3}, \quad (13)$$

а для визначення  $S$  запишемо (14):

$$S = -t^3 \cdot S_0 + 3 \cdot t \cdot -t^2 \cdot S_1 + 3 \cdot t^2 \cdot -t \cdot S_2 + t^3 \cdot S_3, \quad (14)$$

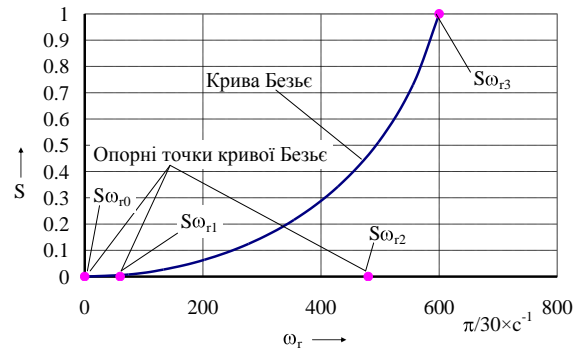


Рис. 4. Вигляд залежності

$$S = f(\omega_r) \text{ для } \omega_c = 0$$

В формулах (13) та (14) та на рис. 4 координати точки  $S\omega_{r0}$  (0, 0), координати точки  $S\omega_{r1}$  (60, 0), координати точки  $S\omega_{r2}$  (480, 0) та координати точки  $S\omega_{r3}$  (600, 1). При чому значення ординат точок  $S\omega_{r0}$ ,  $S\omega_{r1}$  та  $S\omega_{r2}$  завжди дорівнює нулю, значення ординати точки  $S\omega_{r3}$  завжди дорівнює одиниці і відповідає повністю відпущеній педалі зчеплення (повністю увімкненому зчепленню). Значення абсциси точок  $S\omega_{r1}$  та  $S\omega_{r2}$  розраховується за залежностями (15) та (16):

$$\omega_{r1} = k_{s\omega1} \cdot \omega_{r3}, \quad (15)$$

$$\omega_{r2} = k_{s\omega2} \cdot \omega_{r3}, \quad (16)$$

де  $k_{s\omega1}$  та  $k_{s\omega2}$  - коефіцієнти.

Крім того, ординату точки  $S\omega_{r3}$  отримуємо з рівняння (11). Відповідно:

$$\omega_{r3} = \Delta\omega(\omega_c). \quad (17)$$

Для обчислення значення функції  $\Delta\omega = f(\omega_c)$ , яка використовується в формулі (17) та функції  $S = f(\omega_r)$  використовується алгоритм пошуку параметра  $t$ , який відповідає значенню вхідної величини  $\omega_c$  або  $\omega_r$  із застосування циклу. вже за визначеним значенням  $t$  обчислюється шукана вихідна величина за формулами (11) та (13) відповідно.

Розглядаючи комплексно формули (11) - (17) отримаємо форму закону керування у тривимірному вигляді (рис. 5).

Під час рушання з місця робочий процес, який характеризує одразу зміну його трьох параметрів можна відтворити у координатах  $S - \omega_r - \omega_c$ , в яких побудовано графік на рисунку 5, у вигляді просторової лінії.

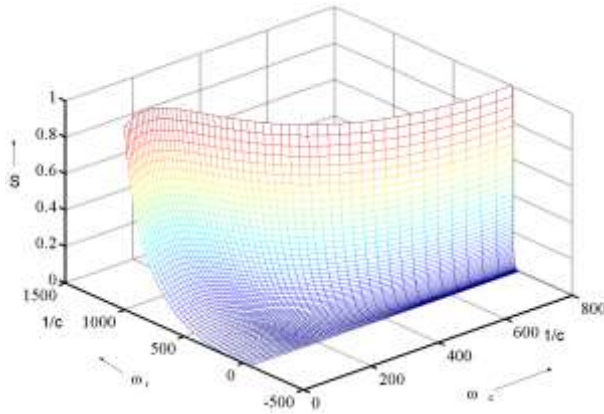
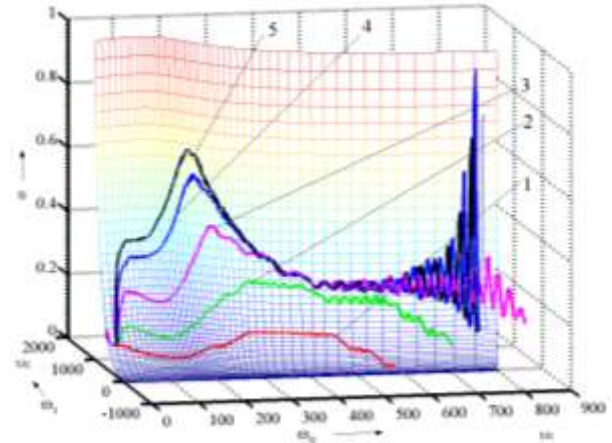


Рис. 5. Вигляд типового закону керування у тримірному представленні

Кожна точка такої лінії відтворює бажаний керуючий вплив у відповідності до реальних значень  $\omega_r$  та  $\omega_c$ . На рис. 6 відображено приклад декількох таких ліній, які відтворюють протікання робочого процесу, під час рушання АТЗ з місця, при різному положенні педалі акселератора.

Як видно з рисунків всі крапки лінії протікання робочого процесу належать поверхні закону керування. Тому в кожному співвідношенні параметрів  $\omega_r$  та  $\omega_c$  відповідає належна ступінь вмикання зчеплення. Ступінь збільшення функції  $S$ , під час протікання робочого процесу залежить від кривизни кривої Безье, яка, в свою чергу, залежить від коефіцієнтів, що визначають напрям дотичних у кінцевих точках кривої ( $k_{s\omega1}$  та  $k_{s\omega2}$ ).



- 1 - положення педалі акселератора 0%;
- 2 - положення педалі акселератора 10%;
- 3 - положення педалі акселератора 20%;
- 4 - положення педалі акселератора 30%;
- 5 - положення педалі акселератора 50%

Рис. 6. Закон керування зчепленням з нанесеними лініями робочого процесу рушання АТЗ

Керування формою поверхні закону керування здійснюється за допомогою визначення декількох характерних точок. Точка максимуму  $P_1$  для якої обидві координати  $\omega_{c1}, \omega_{r1}$  керуючі, точка  $P_2$  для якої керуюча лише координата  $\omega_{c2}$ , точка  $P_3$  для якої керуюча лише координата  $\omega_{r3}$  та точка  $S_{\omega_{r0}}$  для якої керуюча лише координата  $\omega_{r0}$ . Остання координата змінюється лише на етапі остаточного повного вмикання зчеплення.

Інші точки та координати не змінюються бо на них накладені певні залежності, а саме. Точка  $P_0$  з координатами  $\omega_{c0}, \omega_{r0}$  відповідальна за вмикання зчеплення на етапі рушання без впливу на педаль акселератора. Істотно, що її абсциса завжди дорівнюватиме нулю  $\omega_{c0} = 0$ , а її ордината  $\Delta\omega_0$  повинна бути такою щоб функція керування зчепленням  $S$  забезпечувала швидкість обертання колінчастого валу двигуна в межах стійкої ділянки регуляторної гілки швидкісної характеристики двигуна.

Для виконання цієї умови необхідне відповідне значення  $\Delta\omega_0$  та коефіцієнтів  $k_{s\omega1}$  та  $k_{s\omega2}$ . Координати  $\Delta\omega_2$  та  $\Delta\omega_3$  точок  $P_2$  та  $P_3$  відповідно також дорівнюватимуть нулю оскільки друга точка забезпечує гарантоване закінчення процесу буксування зчеплення з нульовою різницею  $\omega_r = \omega_e - \omega_c = 0$ , а перша

точка гарантує дотичність визначальної кривої закону керування до осі абсцис в точці  $P_3$ . Наведемо рівняння зв'язку для кожної характерної точки з її визначальними координатами у відповідності до їх функціональних призначень. Так, координата  $\Delta\omega_1$  пов'язана із ступенем натискання на педаль акселератора. Тому функціональний зв'язок  $\Delta\omega_1 = f(\alpha_\delta)$  виглядатиме наступним чином:

$$\Delta\omega_1 = k_{\Delta\omega_1} \cdot \alpha_\delta + b_{\Delta\omega_1}, \quad (18)$$

де  $k_{\Delta\omega_1}$  та  $b_{\Delta\omega_1}$  - коефіцієнти залежності  $\Delta\omega_1 = f(\alpha_\delta)$ .

Відповідно до функціонального призначення характерних точок закону керування: координата  $\Delta\omega_1$ , точки  $P_1$  - визначає можливий рівень підвищення кутової швидкості обертання колінчастого валу двигуна впродовж рушання з місця; координата  $\omega_{c1}$  точки  $P_1$  - разом із координатою  $\omega_{c3}$  визначає початок та тривалість навантаження двигуна впродовж рушання, характеризується зменшенням швидкості обертання колінчастого валу. Важливо, щоб зниження кутової швидкості колінчастого валу двигуна було не критичним з точки зору його зупинки. Ступінь падіння кутової швидкості повинна бути узгоджена із входженням кутової швидкості  $\omega_c$  у робочій діапазон кутових швидкостей двигуна; координата  $\omega_{c2}$  точки  $P_2$  - визначає плавність підходу кривої закону керування до точки дотику  $P_3$ . Координата  $\omega_{c3}$  точки  $P_3$  - разом із координатою  $\omega_{c1}$  визначає тривалість процесу буксування та рівень прискорення, який досягається в процесі буксування зчеплення; координата  $\omega_{r0}$  точки  $S_{\omega_{r0}}$  - забезпечує повне вмикання зчеплення після вирівнювання кутових швидкостей колінчастого валу та ведених деталей зчеплення, тому змінюється лише на етапі остаточного повного вмикання зчеплення. Координата  $\omega_{c3}$  точки  $P_3$  пов'язана із збільшенням прискорення, що досягається впродовж буксування зчеплення. Функціональна залежність  $\omega_{c3} = f(\alpha_\delta)$  опосередковано пов'язана із ступенем натискання на педаль акселератора тому її можна записати у вигляді  $\omega_{c3} = f(\alpha_\delta)$  та розрахувати за формулою (19):

$$\omega_{c3} = k_{\omega_{c3}} \cdot \alpha_\delta + b_{\omega_{c3}}, \quad (19)$$

де  $k_{\omega_{c3}}$  та  $b_{\omega_{c3}}$  коефіцієнти залежності  $\omega_{c3} = f(\alpha_\delta)$ .

Після набуття відносною кутовою швидкістю  $\omega_r$  негативного значення координата  $\omega_{r0}$  перестає бути нульовою та зміщується у негативну область. Разом із дзеркальним характером функції  $S(\omega_r)$  це призводить до загального зростання керуючого параметру  $S(\omega_r)$  та увімкнення зчеплення (рис. 7).

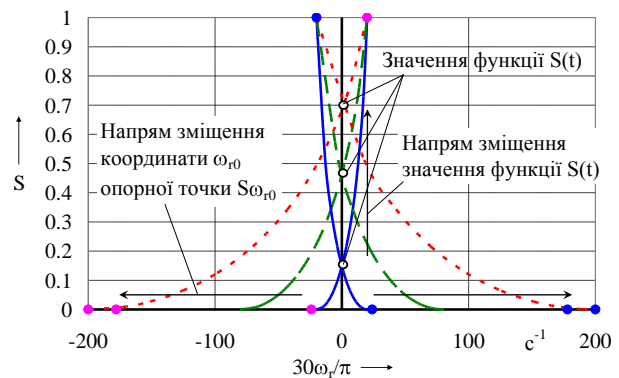


Рис. 7. Поведінка функції  $S(t)$  при зміні координати  $\omega_{r0}$

Збільшення негативного значення  $\omega_{r0}$  відбувається за наступним алгоритмом (рис. 8). Початковим значенням  $\omega_{r0}$  є нуль. Далі, згідно з алгоритмом, перевіряється умова  $\omega_r < 0$  за якої стає зрозуміло, що синхронізація відбулась і можливе замикання дисків зчеплення. При виконанні умов  $\omega_{r0} = 0 \wedge \omega_r < 0$  починається циклічне віднімання від  $\omega_{r0}$  постійного від'ємника  $k_{\omega_{r0}}$ , який разом із налаштуванням відліку таймера мікроконтролера забезпечує включення зчеплення впродовж 2 с. При цьому в середині цього циклу є контроль комплексного сигналу вимкнення зчеплення  $Z$  для виходу із циклу та встановлення початкового значення  $\omega_{r0}$  в разі різкого відпущення педалі акселератора або активації будь якого гальма. Другий вихід із циклу забезпечується за умови досягнення керуючого сигналу  $S(\omega_r)$  відповідного рівня  $k_S$  після чого подається команда на повне вмикання зчеплення та алгоритм завершується.

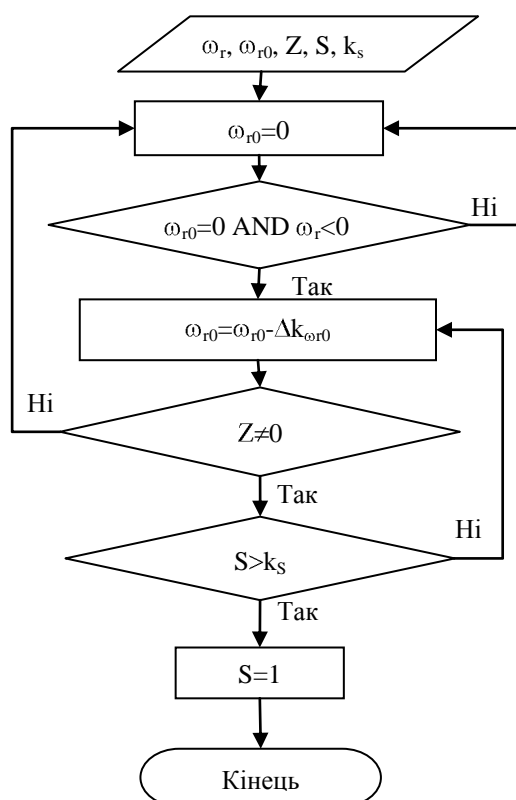


Рис. 8. Блок-схема алгоритму забезпечення повного увімкнення зчеплення

Такий вихід з циклу пов'язаний з тим, що під час реального робочого процесу синхронізація кутових швидкостей може настати при різних рівнях  $S$ , що може призвести до скорішого увімкнення зчеплення ніж за 2 с. Тому зчеплення може бути увімкнене та алгоритм закінчиться не чекаючи закінчення зазначеного часу. Відповідно витискний підшипник буде менший час під навантаженням.

### Висновки

Представлена концепція забезпечує гнучкий інструмент для створення закону керування зчепленням з простими засобами для адаптування до умов руху автотранспортного засобу.

Запропонований алгоритм забезпечує повне вмикання зчеплення лише після повної синхронізації дисків зчеплення.

Формування особливої форми закону у вигляді кривої, що дотична до осі абсцис забезпечує зменшення ривків при замиканні дисків зчеплення.

### Література

1. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля. О. И. Гируцкий,

- Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. Москва Транспорт, 2000. 213 с.
2. F. Garofalo, L. Glielmo, L. Iannelli, and F. Vasca, "Smooth Engagement for Automotive Dry Clutch", in proc. 40th IEEE Conf. Decision and Control, Orlando, Dec. 2001, p. 529-534.
  3. A. Serrarens, M. Dassen and M. Steinbuch, "Simulation and control of an automotive dry clutch," Proceedings of the 2004 American Control Conference, Boston, MA, USA, 2004, pp. 4078-4083 vol. 5 doi: 10.23919/ACC.2004.1383947.
  4. Автомобильный справочник: Пер. с англ. 2 изд. перераб. и доп. Москва. ЗАО КЖИ «За рулём». 2004. 992с.
  5. Новейшие автомобильные электронные системы. Москва. СЛОН-Пресс. 2005. 240с.
  6. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Часть 1 Кисуленко Б. В. И др. Москва. НПСТ «Трансконсалтинг», 2004. 488 с.
  7. Краткий автомобильный справочник. Том 1. Автобусы. Кисуленко Б. В. И др. Москва. НПСТ «Транс-консалтинг». 2002. 360 с.
  8. Краткий автомобильный справочник. Том 2. Грузовые автомобили. Кисуленко Б. В. И др. Москва. ИПЦ «Финпол». 2004. 667 с.
  9. Краткий автомобильный справочник. Справ. изд в 5 томах. Т. 4. Специальные и специализированные автотранспортные средства: в трёх ч. Часть 1. М.И. Грифф, И.А. Венгеров и др. Москва. Автополус-плюс. 2004. 488 с.
  10. Шуклинов С.Н. Теоретические основы адаптивного управления торможением колесных машин: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.02 Библиотека ХНАДУ. Харьков. 2013. 451 с.
  11. 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.
  12. Бухарин Н.А. Тормозные свойства автомобилей. Москва. Машгиз. 1950.
  13. Бельский Ю.Б. О требованиях к тормозным свойствам автомобиля Автомобильная промышленность. №5 1963 с. 26-28.
  14. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. Automotive Control Systems. For Engine, Driveline, and Vehicle. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2005. 511 p.
  15. Кусяк В.А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов. монография. В.А. Кусяк, О.С. Руктешель. Минск. БНТУ. 2015. 295 с. ISBN 978-985-550-696-7
  16. Красневский Л.Г. Управление фрикционным сцеплением на основе ШИМ-сигнала с однопараметрической обратной связью Л.Г. Красневский, А.Б. Белевич, В.А. Кусяк и др. материалы международной науч.-техн. конф. «Перспективные приводные системы, трансмис-



- сии и роботехнические комплексы» Белорусско-российский ун-т. Могилёв. 2011. с. 44 – 47.
17. Руктешель О.С., Соломахо В.Л., Кусяк В.А., Филимонов А.А. Определение пороговых значений параметра обратной связи при широтно-импульсном управлении сцеплении. Вестник восточноевропейского национального ун-та им. В. Даля. 2010. №6(148). с. 97 – 101.
  18. Захарик Ю.М. Комплексный закон управления сцеплением. Автомобильная промышленность. 2004. №9 с. 23-25.
  19. Денисенко В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации. "СТА". № 4, 2006. с. 66 – 74.
  20. Roland Welter, Tirm Herrmann, Sebastian Honselmann, Jeremy Keller. Clutch Release Systems. Schaeffler SYMPOSIUM 2010 pp. 94 – 111.
  21. Асимптотические методы восстановления кривых. Лигун А.А., Шумейко А.А. Киев. 1997. 358 с.
  22. Кривая Безье. Материал из Википедии – свободной энциклопедии: Версия 64994710, сохраненная в 23:11 UTC 22 августа 2014 Википедия, свободная энциклопедия. Электрон. дан. Сан-Франциско: Фонд Викимедиа, 2014.
  23. Криві Безье. Основні поняття та властивості кривих Безье. Електронний ресурс [Режим доступу] <http://www.mathros.net.ua/kryvi-bezje.html>. (дата доступу: 05.02.2020)

### References

1. Giruckij O. I., Esenovskij-Lashkov YU. K., Polyak D. G. (2000) Elektronnye sistemy upravleniya agregatami avtomobilya. [Electronic control systems for vehicle units.]. Moskva Transport. 213 s. [in Russian]
2. F. Garofalo, L. Glielmo, L. Iannelli, and F. Vasca, (2001) "Smooth Engagement for Automotive Dry Clutch". in proc. 40th IEEE Conf. Decision and Control. Orlando. Dec. p. 529-534.
3. A. Serrarens, M. Dassen and M. Steinbuch. (2004). "Simulation and control of an automotive dry clutch." Proceedings of the 2004 American Control Conference. Boston. MA. USA. pp. 4078-4083 vol.5. doi: 10.23919/ACC.2004.1383947.
4. Avtomobilnyy spravochnik. (2004) [Automotive handbook] Per. s ang. 2 izd. pererab. I dop. Moskva. ZAO KZHl «Za ru-IYom». 992s. [in Russian]
5. Nveyshie avtomobilnyie elektronnyie sistemyi. (2005). [The latest automotive electronic systems.]. Moskva. SLON-Press. 240s. [in Russian]
6. Kratkiy avtomobilnyy spravochnik (2004). [A short automobile handbook. Volume 1. Cars]. Tom 3. Legkovyie avtomobili. Chast 2 Kisulenko B. V. I dr. Moskva. NPST «Transkonsalting». 560 s. [in Russian]
7. Kratkiy avtomobilnyy spravochnik. [A short automobile reference book. Volume 1. Buses.] Tom 1. Avtobusy. Kisulenko B. V. I dr. Moskva. NPST «Trans-konsalting». 2002. 360 s. [in Russian]
8. Kratkiy avtomobilnyy spravochnik. (2004). [A short automobile handbook. Volume 2. Vehicles]. Tom 2. Guzovyye avtomobili. Kisulenko B. V. I dr. Moskva. IPTs «Finpol». 667 s. [in Russian]
9. Kratkiy avtomobilnyy spravochnik. Sprav. izd v 5 tomah. (2004). [A short automobile handbook. Ref. ed in 5 volumes. V. 4. Special and specialized vehicles: in three hours. Part 1.]. T. 4. Spetsialnyie i spetsiali-zirovannyie avtotransportnyie sredstva: v trYoh ch. Chast 1. M.I. Griff, I.A. Vengerov i dr. Moskva. Avtopolyus-plyus. 488 s. [in Russian]
10. Shuklinov S.N. (2013). Teoreticheskie osnovyi adap-tivnogo upravleniya tormozheniem kolesnyih mashin. [Theoretical foundations of adaptive braking control of wheeled vehicles]. dis. ... dokt. tehn. nauk: 05.22.02 Bib-lioteka HNADU. Harkov. 2013. 451 s. [in Russian]
11. Jinsung Kim, Seibum B. Choi. (2010). 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. p. 676-681.
12. Buharin N.A. (1950). Tormoznyie svoystva avtomobi-ley. [Braking properties of cars.]. Moskva. Mashgiz. [in Russian]
13. Belenkiy Yu.B. (1963). O trebovaniyah k tormoznyim svoystvam avtomobilya. [On the requirements for the braking properties of a car.]. Avtomobilnaya pro-myishlen-nost. #5 1963 s. 26-28. [in Russian]
14. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. (2005). Automotive Control Systems. For Engine, Driveline, and Vehicle. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 511 p.
15. Kussyak V.A. Ruktshel O.S. (2015). [Design of automated mechatronic control systems for the power unit of trucks and road trains]. Proektirovanie avtomatizirovannyih mehatronnyih sistem upravleniya silovym agregatom gruzovyih avtomobiley i avtopoezdov. monografiya. Minsk. BNTU. 2015. 295 s. ISBN 978-985-550-696-7. [in Russian]
16. Krasnevskiy L.G. (2011). Upravlenie friktsionnyim stsepleniem na osnove ShIM-signalu s odnoparametricheskoy obratnoy svyazyu [Friction clutch control based on PWM signal with one-parameter feedback]. L.G. Krasnevskiy, A.B. Belevich, V.A. Kussyak i dr. materialy mezhdunarodnoy nauch.-tehn. konf. «Perspektivnyie privodnyie sistemyi, transmis-sii i robotehnicheskie kompleksyi» Belorus-korossiyskiy un-t. MogilYov. s. 44 – 47. [in Russian]
17. Ruktshel O.S., Solomaho V.L., Kussyak V.A., Filimonov A.A. (2010). Opredelenie porogovyih znacheniy parametra obratnoy svyazi pri shirotno-impulsnom upravlenii stseplenii. [Determination of the threshold values of the feedback parameter for pulse-width control of clutch]. Vestnik

- vostochnoukrainskogo natsiona-lnogo un-ta im. V. Dalya. #6(148), s. 97 – 101. [in Russian]
18. Zaharik Yu.M. (2004). Kompleksnyiy zakon upravle-niya stsepleniem. [Complex law of clutch control.]. Avtomobilnaya promyshlennost. #9 s. 23-25. [in Russian]
  19. Denisenko V. (2006). PID-regulyatoryi: printsipyi postroeniya i modifikatsii. [PID controllers: principles of construction and modification.]. "STA". # 4, s. 66 – 74. [in Russian]
  20. Roland Welter, Tirm Herrmann, Sebastian Honselmann, Jeremy Keller. (2010). Clutch Release Systems. Schaeffler SYMPOSIUM. pp. 94 – 111.
  21. Ligon A.A., Shumeyko A.A. (1997). Asimptoticheskie metodyi vosstanovleniya krivih. [Asymptotic methods for recovering curves.]. Kiev. 358 s. [in Russian]
  22. Krivaya Beze. Material iz Vikipedii – svobodnoy entsiklopedii. (2014). [Bezier curve. From Wikipedia, the free encyclopedia]. Versiya 64994710, soh-ranennaya v 23:11 UTC 22 avgusta 2014 Vikipediya, svobodnaya entsiklopediya. Elektron. dan. San-Frantsisko: Fond Wikimedia, 2014. [in Russian]
  23. Kryvi Bezie. Osnovni poniattia ta vlastyivosti kryvykh Bezie. [Curves Beze. The main understanding of the power of curves Beze.]. Elektronnyi resurs [Rezhym dostupu]. (data dostupu: 05.02.2020). <http://www.mathros.net.ua/kryvi-bezje.html>. [in Ukraine]

**Михалевич Микола Григорович<sup>1</sup>**, к.т.н., доц. каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула, mkolyag@gmail.com, тел. +38 050-343-18-27.

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

### Концепция закона управления сцеплением автомобиля

**Аннотация.** В работе проанализированы существующие законы управления сцеплением. Выявлены недостатки рассмотренных законов и предложена концепция наглядного закона, который просто адаптируется к условиям движения автотранспортного средства. Концепция закона управления сцеплением представляет собой поверхность, сформированную двумя кривыми Безье. Показаны преимущества применения такого закона.

**Ключевые слова:** закон управления сцеплением, кривая Безье, эффект рывка.

**Михалевич Николай Григорьевич<sup>1</sup>**, к.т.н., доц. каф. автомобилей им. А.Б. Гредескула, mkolyag@gmail.com, тел. +38 050-343-18-27.

<sup>1</sup>Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, 61002, Украина, м. Харьков, ул. Ярослава Мудрого, 25.

### The concept of the clutch control law

**Abstract. Problem.** Technical progress requires constant improvement of technical systems. The combination of comfortable automatic control of the car's transmission and at the same time preservation of high indicators of energy efficiency and cost of a design is possible by use of automatic mechanical transmission. The automatic clutch control system plays a significant role in providing comfort in such transmissions. The laws of controlling it are not perfect today. **Goal.** The aim of the work is to create a clear concept of the law of clutch control, which is easy to implement in a microcontroller and is well adapted to adapt to different driving conditions. **Methodology.** Graphically, the concept of the perspective law of clutch control is formed by two Bezier curves. One of the curves acts as a guide, and the other forms the surface of the law. **Results.** On the basis of the Bézier curves of the third degree the concept of the law is formed and the connection of the reference points of the Bézier curves with the physical parameters of the working process of vehicle movement is substantiated. **Originality.** The difference of the proposed concept is the presence of a limited number of state variables that affect the graphical form of the law of clutch control, and, accordingly, the working process of moving the vehicle. The formation of the Bézier curve, which is decisive for the concept of the law, is formed on the basis of a typical working process of synchronization of the angular velocity of the clutch discs during the movement of the vehicle. The mentioned workflow is presented in coordinates that do not have the time of its course. Thus, the concept of the law of clutch control is formed in a quasi-static formulation, which determines its good properties for adaptation and analysis. In contrast to the laws of clutch control considered in the scientific literature, the proposed concept provides for clutch control outside the site of the synchronization process and ensures the avoidance of jerks during further acceleration. **Practical value.** The presented concept provides a flexible tool for creating a clutch control law with simple means to adapt to the driving conditions of the vehicle. The proposed algorithm provides full engagement of the clutch only after full synchronization of the clutch discs. The formation of a special form of the law in the form of a curve tangent to the abscissa axis reduces the jerks when closing the clutch discs.

**Key words:** clutch control law, Bezier curve, jerk effect.

**Mykhalevych Mykola<sup>1</sup>**, Ph.D., Assoc. Prof., automobiles Department named A.B. Gredeskul, [mkolyag@gmail.com](mailto:mkolyag@gmail.com), tel. +38 050-343-18-27.

<sup>1</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.