

Корпач А.О., Корпач О.А., Тімков О.М., Ященко Д.М., Босенко В.М.  
*Національний транспортний університет*

## ВИБІР СХЕМИ ПРИЧІПНОГО АВТОБУСНОГО ПОЇЗДА ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

У роботі розглянуто можливі схеми причіпного автобусного поїзда, що може експлуатуватися у BRT системах та проведено їх оцінку за показниками тягово-швидкісних властивостей.

Для цього запропоновано чотири варіанти автобусних поїздів. Вони складаються з двох або трьох одиночних автобусів, кожен з яких має свою окрему силову установку. У випадку, якщо двигун окремої ланки не працює, то такий автобус являє собою, пасивний причіп.

Вибір оптимальної схеми автобусного поїзда в залежності від кількості секцій та працюючих двигунів запропоновано здійснювати за показниками тягово-швидкісних властивостей з визначенням максимальної швидкості руху автобусного поїзда та часу і шляху його розгону до швидкості 60 км/год.

Запропоновано математичну модель для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автобусних поїздів різних схем.

Встановлено, що серед запропонованих схем автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей доцільними для експлуатації є схеми з у вигляді двосекційного автобусного поїзда з двома працюючими двигунами, трисекційного автобусного поїзда з трьома працюючими двигунами та трисекційного автобусного поїзда з двома працюючими двигунами. Схеми за першими двома варіантами забезпечують збільшення максимальної швидкості руху та зниження часу і шляху розгону до швидкості 60 км/год у порівнянні з одиночним автобусом, а автобусний поїзд за останнім варіантом незважаючи на погіршення тягово-швидкісних властивостей, забезпечує рух у всьому діапазоні швидкостей використовуючи тільки два з трьох двигунів, що призведе до поліпшення його паливної економічності.

**Ключові слова:** причіпний автобусний поїзд, швидкісний автобус, метробус, тягово-швидкісні властивості, математична модель.

### ВСТУП

Організація транспортного процесу пасажирських перевезень, в першу чергу, полягає у раціональному визначенні кількості автобусів на маршруті, їх пасажиромісткості, режиму та тривалості роботи автобуса на маршруті. Не виключенням є і система метробуса (BRT – Bus rapid transit), яка від звичайних автобусних маршрутів відрізняється наявністю виділених смуг руху, які зазвичай фізично відокремлені від решти проїжджої частини, рухомим складом, що в основному складається з автобусів підвищеної місткості; системи моніторингу та управління рухом, включаючи можливість надання автобусам переважного права на перетинах доріг; заходи для прискорення посадки і висадки пасажирів, придбання проїзних квитків.

Підбір рухомого складу суттєво впливає на рівень транспортного обслуговування і ефективність використання автобусів, а отже забезпечує обслуговування населення з найменшими транспортними витратами.

В системі BRT використовуються в основному автобуси особливо великого класу довжиною 15-18,5 м, пасажиромісткість яких становить 150-200 чол., а повна маса до 28 т. Проте перспективними є багатоланкові автобуси, зокрема, триланкові автобуси довжиною до 30 м та максимальною пасажиромісткістю до 300 чол. [1]

Проте триланкові зчленовані автобуси мають і певні недоліки. Вони потребуються модернізації дорожньої інфраструктури, шляхом розширення доріг та будівництва спеціальних естакад для розворотів. Це пов'язано з гіршою маневреністю та стійкістю руху у порівнянні з дволанковими та одиночними автобусами. Крім того, в наслідок зміни пасажиропотоку протягом дня, ефективність експлуатації таких автобусів також може суттєво змінюватись.

Ще одним способом збільшення пасажиромісткості рухомого складу метробуса є використання декількох одиночних автобусів у зчипці, по аналогії з причіпним автопоїздом.

Ще у 1973 р. у м. Києві на 17 та 49 маршруті проводилась дослідна експлуатація автобусів ЛАЗ-695М у зчипці (рис. 1). Пасажиромісткість такого автобусного поїзда збільшувалась у 2 рази, у порівнянні з одиночним автобусом. При цьому керував ним один водій, а в рух автобусний поїзд приводився за рахунок одного або двох двигунів в залежності від ступеня завантаженості. У не піковий час, коли кількість пасажирів незначна, водій сам роз'єднував автобуси та працював на одиночному автобусі. [2]



Рисунок 1 – Автобуси ЛАЗ-695М у зчипці

Така компоновальна схема автобусного поїзда дозволяє гнучко змінювати його пасажиромісткість в залежності від періоду дня та інтенсивності пасажиропотоку. А роз'єднані одиничні автобуси, з метою уникнення простою, можуть експлуатуватися на інших маршрутах або надавати додаткові послуги з перевезень.

#### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Питанню дослідження експлуатаційних властивостей автобусів у системі BRT присвячено багато робіт.

Так, в роботі [3] запропоновано маршрут метробуса в місті Києві та виконано прогнозування часу руху на цьому маршруті з урахуванням даних отриманих з геоінформаційного сервісу Google Карти. Рух автобусів по виділених полосах системи BRT дозволяє суттєво знизити час руху на маршруті за рахунок руху нівелювання вплив трафіку, аварійних ситуацій та дорожніх робіт на час руху.

Маневреність автобусів в системі BRT досліджено в роботах [4-7]. Дослідження проводилися, як з шарнірно-зчленованими [4-5] та і з причіпними [6-7] автобусними поїздами. Встановлено, що триланкові шарнірно-зчленовані автобуси не вписуються у допустиму смугу руху та потребують перебудови існуючої дорожньої мережі. Причіпні автобусні поїзди мають кращі показники маневреності.

Дослідження показників паливної економічності, рівня викидів шкідливих речовин та вартості експлуатації проведено в роботах [8-9].

Тягово-швидкісні властивості причіпних автобусних поїздів досліджені менше ніж інші експлуатаційні властивості, такі як маневреність та паливна економічність. Проте вони дозволяють оцінити час руху автобусів на маршруті, їх оптимальні швидкості та визначати кількість працюючих силових установок для подолання сил опору.

#### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

Вибір та обґрунтування схеми причіпного автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей

#### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для забезпечення можливості ефективної експлуатації на маршруті BRT причіпний автобусний поїзд повинен складатися з двох або трьох секцій, забезпечувати пасажиромісткість на рівні 150-250 чол. та мати максимальну довжину до 28-30 метрів.

Тому, як складові такого автобусного поїзда, було обрано автобуси MA3-206, які мають довжину 8,8 м та пасажиромісткість 72 чол.

Автобусний поїзд може складатися з двох (рис. 5, а) або трьох (рис 5, б) секцій.

Враховуючи, що кожна секція – це одиничний автобус, який має свою окрему силову установку, то в залежності від умов руху та величини пасажиропотоку на автобусному поїзді можуть використовуватись, як всі двигуни одночасно, так і частина з них. При цьому, якщо двигун окремої секції не працює, то такий автобус являє собою, пасивний причіп.

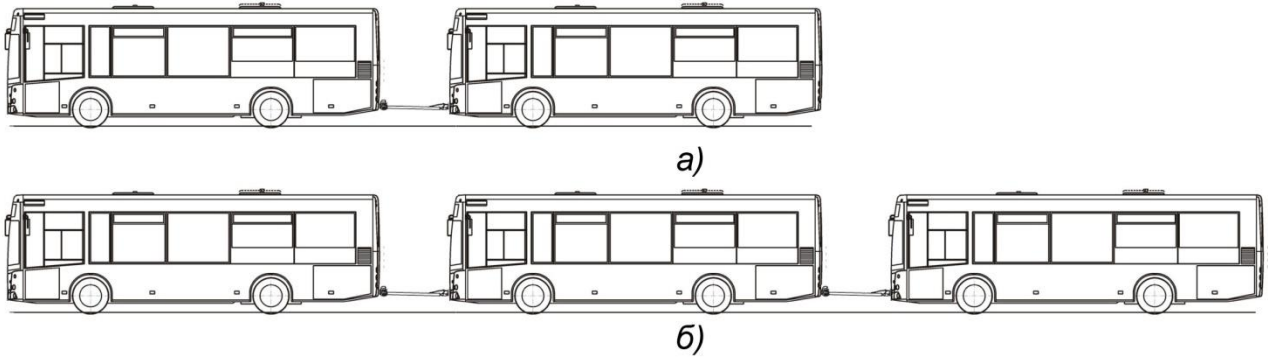


Рисунок 2 – Схеми автобусних поїздів: а) двосекційна; б) трисекційна

В результаті запропоновано 4 варіанти автобусних поїздів з різною кількістю секцій та працюючих двигунів (табл. 2). Також для порівняння додано одиночний автобус.

Таблиця 1 – Варіанти автобусних поїздів

Номер варіанту	Кількість секцій	Кількість працюючих двигунів	Схема
1	1	1	
2	2	2	
3	2	1	
4	3	2	
5	3	3	

Вибір оптимальної схеми автобусного поїзда в залежності від кількості секцій та працюючих двигунів доцільно здійснювати за показниками тягово-швидкісних властивостей автомобіля з визначенням максимальної швидкості руху автобусного поїзда та часу і шляху його розгону до швидкості 60 км/год.

Визначати і досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей досить складної механічної системи "автомобіль" та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги) найкраще на математичній моделі, що базується на диференціальному рівнянні прямолінійного руху [10, 11]:

$$(1) \quad \frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha$$

де  $M_a$  – повна маса автомобіля, кг;

$\delta_{об}$  – коефіцієнт, який урахує обертові маси автомобіля;

$P_{кол}(V)$  – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;

$P_{он}(V, V^2)$  – сума сил опору руху автомобіля, які залежать від швидкості його руху, Н;

$G_a \cdot \sin \alpha$  – сила опору підйому, Н;

$G_a$  – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

$\alpha$  – кут поздовжнього нахилу полотна дороги, град;

$V$  – швидкість руху автомобіля, м/с;

$\frac{dV}{dt}$  – прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>.

Для розв'язання рівняння руху автомобіля необхідно виразити повну колову силу та сили опору руху через лінійну швидкість руху автомобіля. Повна колова сила на ведучих колесах визначається параметрами двигуна та трансмісії автомобіля.

Однак, в розрахунках показників тягово-швидкісних властивостей важливим є не тільки параметри зовнішньої роботи двигуна, але і характер протікання його зовнішньої характеристики.

Для розрахунку показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля застосовують аналітичну залежність  $M_k = f(\omega)$  крутного моменту від кутової швидкості колінчатого вала двигуна, яка визначається шляхом апроксимації кривої крутного моменту швидкісної зовнішньої характеристики двигуна у вигляді [10,11]:

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c$$

(2)

де  $a, b, c$  – коефіцієнти апроксимації крутного моменту двигуна, отриманої експериментальним шляхом [11]:

$$a = \frac{M_N - M_{k.min} - \frac{M_{k.max} - M_{k.min}}{\omega_M - \omega_{min}} \cdot (\omega_N - \omega_{min})}{\omega_N^2 - (\omega_M + \omega_{min}) \cdot \omega_N - \omega_{min}^2 + (\omega_M + \omega_{min}) \cdot \omega_{min}};$$

$$b = \frac{M_{k.max} - M_{k.min}}{\omega_M - \omega_{min}} - a \cdot (\omega_M + \omega_{min}) \cdot \omega_{min};$$

(3)

$$c = M_{k.min} - a \cdot \omega_{min}^2 - b \cdot \omega_{min}.$$

де  $\omega_{min}, M_{k.min}$  – мінімальна кутова швидкість колінчатого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості;

$M_{k.max}, \omega_M$  – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчатого вала двигуна, рад/с, що йому відповідає;

$M_N, \omega_N$  – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчатого вала двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності.

На автобусному поїзді, що складається з секцій, які є одиночними автобусами, можуть працювати одночасно декілька двигунів, тому значення коефіцієнтів апроксимуючого поліному  $a, b, c$  (3) визначались для одного, двох та трьох працюючих двигунів.

Було прийнято допущення, що двигуни працюють синхронно у однаковому режимі, тому значення крутного моменту (3) при умові роботи декількох двигунів сумувалися.

У таблиці 2 наведено значення коефіцієнтів апроксимуючого поліному кривої крутного моменту  $a, b, c$  (3) для одного, двох та трьох працюючих двигунів Mercedes-Benz OM 924 LA V/2 визначені на основі швидкісної зовнішньої характеристики (рис. 6).

Таблиця 2 – Коефіцієнти апроксимуючого поліному кривої крутного моменту для різної кількості працюючих двигунів Mercedes-Benz OM 924 LA V/2

Кількість працюючих двигунів	Коефіцієнти		
	a	b	c
1	-0,01762	5,264	416,971
2	-0,03524	10,528	833,942
3	-0,05286	15,793	1250,913

До основних параметрів технічної характеристики автомобіля, відносять максимальну швидкість руху. Ця швидкість визначається як за енергетичними можливостями двигуна, так і за кінематичними параметрами трансмісії.

Максимальна швидкість руху автомобіля за енергетичними можливостями визначається за допомогою рівняння силового балансу за методикою приведену в [10, 11]:

$$P_p = P_f + P_h + P_w + P_j = P_\psi + P_w + P_j,$$

(4)

де  $P_p$  – сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

$P_f$  – сила опору коченню коліс, Н;

$P_h$  – сила опору підйому дороги, Н;

$P_w$  – сила опору повітря, Н;

$P_j$  – сила опору розгону (приведена сила інерції), Н.

Сила тяги  $P_p$  з достатньою для практичних розрахунків точністю і з урахуванням умов експлуатації сучасних транспортних засобів дорівнює повній коловій силі на ведучих колесах  $P_{кол}$ :

$$P_p \approx P_{кол}. \quad (5)$$

З урахуванням залежностей  $M_k = f(\omega)$  та  $V = f(\omega)$  колова сила на ведучих колесах визначиться як [10, 11]:

$$P_{кол,i} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i,$$

(6)

$$\text{де } A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_\delta r_k^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_\delta \cdot r_k}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_\delta} \quad (7)$$

$U_i$  – загальне передаточне число трансмісії автомобіля на  $i$ -ій передачі;

$\eta_m$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

$r_\delta$  та  $r_k$  – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м.

Коефіцієнти  $a$ ,  $b$ ,  $c$  залежать від частоти обертання колінчастого валу на кожній ділянці апроксимації кривої крутного моменту,  $a$  визначаються швидкістю руху автомобіля.

Сила опору дороги, Н:

$$P_\psi = P_f + P_h.$$

(8)

Рівняння (4) доцільно розв'язувати за допомогою графо-аналітичного способу, шляхом побудови графіку силового балансу. [10, 11]

Згрупуємо в лівій частині рівняння силового балансу (4) члени  $P_p$  і  $P_w$ , які є функціями від швидкості  $v$  і не залежать від дорожніх умов і прискорення. Отримаємо  $P_p - P_w = P_e$ , де  $P_e$  називається вільною силою тяги.

Залежність  $P_e = f(V)$  практично однозначно визначається конструктивними параметрами автомобіля, оскільки  $P_T = f(V)$  визначається зовнішньою характеристикою двигуна, передаточними числами трансмісії, її ККД і динамічним радіусом колеса, а  $P_w = f(V)$  – фактором обтічності. Для конкретного автомобіля на кожній передачі можна побудувати графічну залежність  $P_e = f(V)$  – тягову характеристику, незмінну для всіх умов руху.

На цей же графік наносять криві залежності від швидкості членів, що входять в праву частину рівняння (4).

Крива  $P_f = f(V)$  з урахуванням залежності  $f = f(V)$  може бути представлена у вигляді квадратичної параболи. Сили  $P_h$  і  $P_j = f(V)$  не враховуються, бо максимальна швидкість досягається за усталеного руху на горизонтальній дорозі.

Максимальна швидкість руху автомобіля за енергетичними можливостями двигуна визначається із графіка силового балансу за умови:

$$P_e = P_f,$$

(9)

де

$$P_e = P_p - P_w; \quad (10)$$

$$P_w = K_B \cdot F \cdot V^2; \tag{11}$$

$$P_f = M_a \cdot g \cdot (f_0 + K_f \cdot V^2),$$

(12)

де  $K_B$  – коефіцієнт обтічності, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$F$  – лобова площа, м<sup>2</sup>;

$M_a$  – повна маса автомобіля, кг;

$f_0$  – коефіцієнт опору кочення при малих швидкостях руху;

$K_f$  – коефіцієнт, що враховує зміну коефіцієнту опору кочення при збільшенні швидкості руху.

Остаточно, підставивши рівняння (6), (7), (10), (11), (12) в рівняння (9) отримаємо:

$$\left( a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_\delta r_k^2} - K_B \cdot F - M_a \cdot g \cdot K_f \right) \cdot V^2 + b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_\delta \cdot r_k} \cdot V + c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_\delta} - M_a \cdot g \cdot f_0 = 0. \tag{13}$$

Розв'язком рівняння (13) є максимальна швидкість руху автомобіля за енергетичними можливостями двигуна. Графічно - це точка перетину кривих  $P_f = f(V)$  та  $P_e = f(V)$  на останній чи передостанній передачах (рис. 7).

На рисунку 2 наведено графік силового балансу для автобусного поїзда з трьома секціями та двома працюючими двигунами.

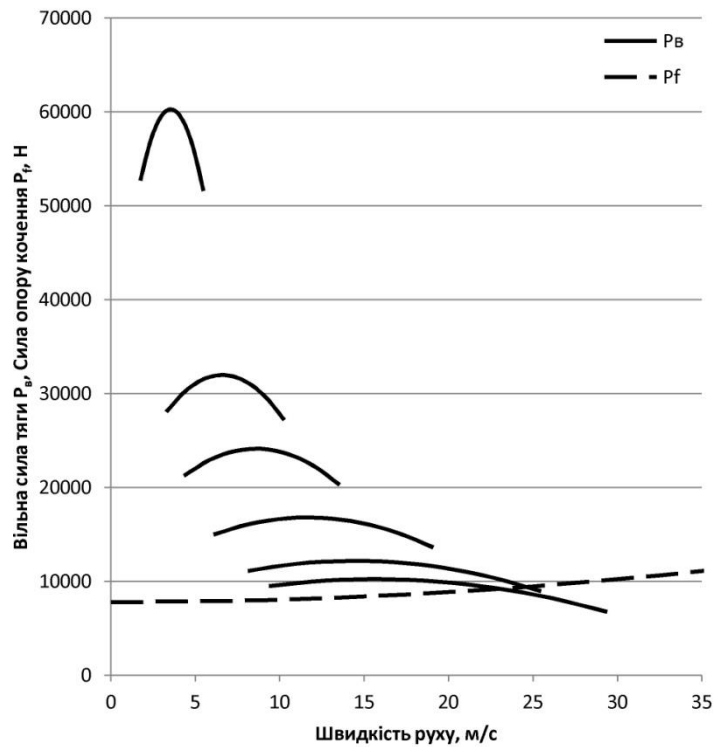


Рисунок 3 – Графік силового балансу автобусного поїзда трьома секціями та двома працюючими двигунами (Варіант 5)

В таблиці 3 приведено результати розрахунку максимальної швидкості руху автобусного поїзда у різних варіантах для повної маси та маси, що відповідає половині пасажиромісткості.

Час та шлях розгону автомобіля визначається шляхом інтегрування диференціального рівняння (1).

У відповідності з нормативними документами показники тягово-швидкісних властивостей визначають на прямолінійних ділянках дороги. Характеристики розгону визначають на горизонтальних ділянках дороги ( $\alpha=0^\circ$ ), тому диференціальне рівняння руху автомобіля (1) записується у вигляді [10, 11]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot g = a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i, \tag{15}$$

де

$$a_i = A_i - K_B \cdot F, \quad b_i = B_i - K_f \cdot M_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_a \cdot M_a \cdot g. \quad (16)$$

Таблиця 3 – Результати розрахунку максимальної швидкості руху автобусного поїзда у різних варіантах

Варіант	Максимальна швидкість руху			
	Повна маса автобусного поїзда		Маса, що відповідає половині пасажиромісткості	
	м/с	км/год	м/с	км/год
1	26,358	94,887	28,221	101,595
2	29,722	106,998	31,714	114,172
3	19,099	68,7564	21,033	75,717
4	31,050	111,781	26,834	96,604
5	24,627	88,656	33,097	119,149

Після розділу змінних та інтегрування правої і лівої частин диференціального рівняння одержимо вирази для розрахунку часу розгону автомобіля в діапазоні від початкової швидкості  $V_n$  до кінцевої  $V_k$  [10, 11]:

$$\tau = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i}. \quad (17)$$

Шлях розгону визначається, як:

$$S = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \int_{V_n}^{V_k} \frac{V dV}{a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i}. \quad (18)$$

Для розрахунку часу та шляху розгону автомобіля з мінімально стійкої швидкості на нижчій передачі до максимальної швидкості на вищій передачі необхідно знайти значення швидкостей, при яких потрібно виконувати перемикання передач, тобто необхідно знайти межі інтегрування в виразах (17) та (18) на всіх передачах.

В умовах експлуатації ці швидкості визначає водій або блок керування роботою автоматичної трансмісії. При експериментальному визначенні часу та шляху розгону перемикання відбувається при швидкості  $V_N$ , що відповідає номінальній кутовій швидкості двигуна  $\omega_N$ .

Час перемикання передач  $t_n$  в теорії автомобіля пов'язують з конструктивними особливостями коробки передач та кваліфікацією водія. Він складає від 0,5 до 5 с [10]. У розрахунках прийнято  $t_n = 1$  с.

В результаті було пораховано час та шлях розгону до швидкості 60 км/год для автобусного поїзда у різних варіантах для повної маси та маси, що відповідає половині пасажиромісткості (табл. 5)

Таблиця 5 – Результати розрахунку часу та шляху розгону до швидкості 60 км/год автобусного поїзда у різних варіантах

Варіант	Повна маса (13200 кг)		Маса, що відповідає половині пасажиромісткості (10750 кг)	
	Час розгону $\tau$ , с	Шлях розгону $S$ , м	Час розгону $\tau$ , с	Шлях розгону $S$ , м
1	28,161	288,715	22,364	226,628
2	27,501	279,343	21,904	220,133
3	81,782	925,18	55,377	598,979
4	27,295	276,424	21,76	218,098
5	46,737	492,367	35,199	363,021

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

На основі даних розрахунків приведені в таблиці 4 можна зробити висновок, що використання автобусних поїздів з всіма працюючими двигунами (Варіант 2 та 4) призводить до збільшення максимальної швидкості руху на 12,7% і 17,8% для повної маси та 12,4% і 17,3% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості у порівнянні з одиничним автобусом МАЗ-206 (Варіант 1). При відключенні одного з двигунів максимальна швидкість знижується для трисекційного автобуса (Варіант 5) на 7% (для повної маси) та 5,2% (для маси, що відповідає половині пасажиромісткості), а для двосекційного (Варіант 3) – на 38% та 34,2% відповідно. Експлуатація двосекційного автобусного поїзда з одним працюючим двигуном стає недоцільною в наслідок суттєвого погіршення експлуатаційних властивостей.

Як видно з таблиці 5 використання автобусних поїздів з всіма працюючими двигунами (Варіант 2 та 4) призводить до зменшення часу розгону до швидкості 60 км/год на 2,3% і 3,1% для повної маси та 2,1% і 2,7% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості, шляху розгону – на 3,2% і 4,3% для повної маси та 2,9% і 2,8% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості у порівнянні з одиничним автобусом МАЗ-206 (Варіант 1). При відключенні одного з двигунів час розгону до швидкості 60 км/год збільшується для трисекційного автобуса (Варіант 5) на 66% (для повної маси) та 57,3% (для маси, що відповідає половині пасажиромісткості), а шлях розгону – на 70,5% та 60,2% відповідно. Такий значний приріст часу (на 16,2 с) та шляху (на 245,4 м) відбувається в основному на 4-й передачі, на якій розгін відбувається в діапазоні 48,8 – 60 км/год. Проте, враховуючи обмеження максимальної швидкості руху в місті на рівні 50 км/год, таке падіння динаміки розгону в умовах реальної експлуатації буде не суттєвою. Час та шлях розгону до швидкості 60 км/год автобусного поїзда по Варіанту 3 знижується на 190,4% і 220,5% для повної маси та 147,6% і 164,3% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості відповідно. Така динаміка є незадовільною, тому експлуатувати автобусний поїзд за такою схемою недоцільно.

### ВИСНОВКИ

В результаті проведеного дослідження встановлено, що серед запропонованих схем автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей доцільними для експлуатації є схеми за варіантами 2 (двосекційний автобусний поїзд з двома працюючими двигунами), 4 (трисекційний автобусний поїзд з трьома працюючими двигунами) та 5 (трисекційний автобусний поїзд з двома працюючими двигунами). Схеми за першими двома варіантами забезпечують збільшення максимальної швидкості руху та зниження часу і шляху розгону до швидкості 60 км/год у порівнянні з одиничним автобусом МАЗ-206, а автобусний поїзд за Варіантом 5 незважаючи на погіршення тягово-швидкісних властивостей, забезпечує рух у всьому діапазоні швидкостей використовуючи тільки два з трьох двигунів, що призведе до поліпшення його паливної економічності.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Сахно В.П. Перспективи використання багатоланкових автобусів на лінії метробуса / В.П. Сахно, А.О. Корпач, О.А. Корпач // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 25-27 жовтня 2021 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2021. – С. 207-209 с.
2. Сцепка из двух ЛАЗ-695М / [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.drive2.ru/b/2254744/>
3. Сахно В.П. До вибору маршруту руху метробуса у місті Києві / В.П. Сахно, А.О. Корпач, О.А. Корпач // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2021. – Вип. 1 (48). – С. 315-325. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-315-325.
4. Сахно В.П. Шляхи поліпшення маневреності метробуса / В.П. Сахно, І.С. Мурований, В.В. Стельмащук, В.П. Онищук, О.Є. Омельницький // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2018. – №2. – С.122-133.
5. Сахно В.П. Маневреність метробусів / В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, О.Є. Омельницький // Вісник машинобудування та транспорту. – 2018. – № 2. – С. 106-118.
6. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності метробуса / В.П. Сахно, В.М. Поляков, С.М. Шарай, О.Є. Омельницький // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. – 2018. – № 2. – С. 144-151.



7. Сахно В. П. До питання вибору рухомого складу в системі BRT / В. П. Сахно, В. М. Поляков, С. М. Шарай, Д. М. Ященко // Технічна інженерія. – Житомир : Державний університет «Житомирська політехніка», 2020. – Вип. 2(86). – С. 24–33. [https://doi.org/10.26642/ten-2020-2\(86\)-24-33](https://doi.org/10.26642/ten-2020-2(86)-24-33).
8. Imam R. Energy Consumption and Environmental Impacts of Bus Rapid Transit (BRT) Systems / R. Imam, A. Jamrah // Jordan Journal of Civil Engineering. – 2012. – Volume 6, № 3. – P. 328-339.
9. Dreier D. The influence of passenger load, driving cycle, fuel price and different types of buses on the cost of transport service in the BRT system in Curitiba, Brazil / D. Dreier, S. Silveira, D. Khatiwada, K. Fonseca, R. Nieweglowski, R. Schepanski // Transportation. – Springer, 2019. – № 46(6). – P. 2195–2242.
10. Литвинов А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 237 с.
11. Сахно В.П. Математична модель для визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при використанні двигунів різної потужності. / Сахно В.П., Корпач О.А. // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ – 2012. – Вип. 9. – С. 165-171.

#### REFERENCES

1. Sakhno V.P., Korpach A.O., Korpach O.A. (2021). Perspektyvy vykorystannia bahatolankovykh avtobusiv na linii metrobusa / V.P. Sakhno, A.O. Korpach, O.A. Korpach // Materialy KhIV mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Suchasni tekhnologii ta perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu», 25-27 zhovtnia 2021 roku: zbirnyk naukovykh prats, 207-209.
2. Coupling of two LAZ-695M. <https://www.drive2.ru/b/2254744/>
3. Sakhno V.P., Korpach A.O., Korpach O.A. (2021). Do vyboru marshrutu rukhu metrobusa u misti Kyievi. Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Serii «Tekhnichni nauky». Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, 1(48), 315-325. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-315-325
4. Sakhno V.P., Murovani I. S., Stelmashchuk V. V., Onyshchuk, V. P., & Omelnytskyi, O. Ye. (2018). Shliakhy polipshennia manevrenosti metrobusa. Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti, 2, 131-133.
5. Sakhno V.P., Bilichenko V.V., Poliakov V.M., & Omelnytskyi, O.Ye. (2018). Manevrenist metrobusiv. Visnyk mashynobuduvannia ta transportu, 2, 106-118.
6. Sakhno V.P., Poliakov V.M., Sharai S.M., & Omelnytskyi O.Ye. (2018). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na pokaznyky manevrenosti metrobusa. Visnyk ZhDTU. Serii " Tekhnichni nauky", 2 (82), 143-151.
7. Sakhno V.P., Poliakov V.M., & Sharai S.M. (2020). Do pytannia vyboru rukhomoho skladu v systemi BRT. Tekhnichna inzheneriia, 2 (86), 24-33. [https://doi.org/10.26642/ten-2020-2\(86\)-24-33](https://doi.org/10.26642/ten-2020-2(86)-24-33).
8. Imam R., & Jamrah A. (2012). Energy consumption and environmental impacts of Bus Rapid Transit (BRT) systems. Jordan Journal of Civil Engineering, 6(3), 328-339.
9. Dreier D., Silveira S., Khatiwada D., Fonseca K. V., Nieweglowski R., & Schepanski R. (2019). The influence of passenger load, driving cycle, fuel price and different types of buses on the cost of transport service in the BRT system in Curitiba, Brazil. Transportation, 46(6), 2195-2242.
10. Lytvynov A.S., & Farobyn Ya.E. (1989). Avtomobil: Teoriya ekspluatatsionnykh svoistv. Mashynostroeniye, 237.
11. Sakhno V.P., & Korpach O.A. (2012). Matematychna model dlia vyznachennia tiahovo-shvydkisnykh vlastyvostei avtomobilia pry vykorystanni dvyhunyv riznoi potuzhnosti. Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka. Tekhnichna serii, 9, 165-171.

#### **A. Korpach, O. Korpach, O. Timkov, D. Yashchenko, V. Bosenko. Selection of bus trailer train scheme according to traction-speed properties.**

The paper considers possible schemes of a bus trailer train for BRT systems and evaluates them according to traction-speed properties.

Four variants of bus trailer trains are proposed. They consist of two or three single buses, each with its own powertrain. If the engine of single buses does not work, it becomes a passive trailer.

Selection optimal scheme of bus train depending on number of sections and working engines is proposed to be based on traction-speed properties, such as maximum speed, time and path of acceleration to 60 km/h.

Mathematical model for determining traction-speed properties of bus trains with different schemes is proposed.

Determined that among the proposed schemes of bus train in terms of traction-speed properties are optimal for exploitation schemes of a two-section bus train with two working engines, three-section bus train with three working engines and three-section bus train with two working engines. Schemes of the first two

variants increase maximum speed and reduce time and path of acceleration to speed of 60 km/h compared to a single bus. The last variant of bus train, despite the deterioration of traction-speed properties, provides movement in all speed modes with only two of three engines, which will improve its fuel efficiency.

**Key words:** bus trailer train, bus rapid transit, metrobus, traction-speed properties, mathematical model.

*КОРПАЧ Анатолій Олександрович*, кандидат технічних наук, професор, професор кафедри двигунів і теплотехніки, Національний транспортний університет, e-mail: [akorpach@ukr.net](mailto:akorpach@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0002-7070-7883>

*КОРПАЧ Олексій Анатолійович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: [korpach1988@gmail.com](mailto:korpach1988@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-2496-4395>.

*ТИМКОВ Олексій Миколайович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: [alextimkov@gmail.com](mailto:alextimkov@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-7925-7030>.

*ЯЩЕНКО Дмитро Миколайович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: [ydimantu@gmail.com](mailto:ydimantu@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0003-3674-0089>.

*БОСЕНКО Володимир Миколайович*, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: [bosia4ok2704@gmail.com](mailto:bosia4ok2704@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-9654-949X>.

*Anatolii KORPACH*, PhD in Engineering, Professor, Professor Department of Engines and Heating Engineering, National Transport University e-mail: [akorpach@ukr.net](mailto:akorpach@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0002-7070-7883>.

*Oleksii KORPACH*, PhD in Engineering, Associate professor, Associate professor Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: [korpach1988@gmail.com](mailto:korpach1988@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0002-2496-4395>.

*Oleksii TIMKOV*, PhD in Engineering, Associate professor, Associate professor Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: [alextimkov@gmail.com](mailto:alextimkov@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-7925-7030>.

*Dmytro YASHCHENKO*, PhD in Engineering, Associate professor, Associate professor Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: [ydimantu@gmail.com](mailto:ydimantu@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0003-3674-0089>.

*Volodymyr BOSENKO*, PhD in Engineering, Senior lecturer Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: [bosia4ok2704@gmail.com](mailto:bosia4ok2704@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-9654-949X>.

DOI 10.36910/automash.v1i18.768