

ПОРІВНЯННЯ ВИТРАТ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПАЛИВА АВТОБУСОМ БАЗ-2215 В МІСЬКОМУ ЦИКЛІ НА ДОРОЗІ

Для визначення витрати газогенераторного палива автобусом БАЗ-2215 використаємо методу за ГОСТ 20306-90. Більш детально ця методика визначення паливних витрат в міському циклі на дорозі відображена у роботі [1]. Дорожні ділянки для вимірювань витрати палива в міському циклі мають бути прямолінійними, горизонтальними, із асфальтобетонним гладким, сухим і чистим покриттям. Швидкісні режими руху нормуються оперативною картою та графічною схемою усього циклу, яка наведена на рисунку 1. Послідовність виконання наведених фаз: розганяння; сповільнення двигуном; усталеного руху; сповільнення за допомогою гальмівної системи; повна зупинки встановлено через певні відстані шляху, які виведено статистичними методами лише для міського руху і лише для автобусів, є обов'язковою.

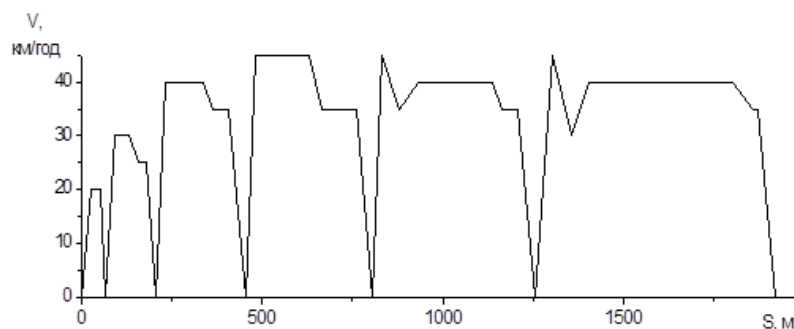


Рис. 1 – Схема міського їздового циклу для міських автобусів

Для розрахункового визначення витрати газогенераторного палива автобусом у різних фазах руху, як найкраще підходить методика Я.Є. Фаробіна, яку детально розглянуто в роботі [2]. Також визначимо витрату газогенераторного палива автобусом у неусталеному та усталеному режимах руху, а також за повного і часткового використання потужності двигуна при роботі на газогенераторному паливі.

Витрата палива при неусталеному русі за повного використання потужності двигуна визначається за виразом [2]:

$$Q = G_a \delta \times \left[a_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{V^2 dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} + b_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{V dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} + c_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right], \quad (1)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує приріст сил інерції поступальних мас автомобіля за рахунок його обертових мас на відповідній передачі;

a_{Qc} , b_{Qc} , c_{Qc} – коефіцієнти рівняння, яким апроксимує залежність секундної витрати палива двигуном від частоти обертання колінчастого вала;

a_i, b_i, c_i – коефіцієнти правої частини диференційного рівняння руху автомобіля.

З загальноприйнятого диференційного рівняння руху автомобіля:

$$\frac{dV}{dt} m_a \delta_o = a_i V^2 + b_i V + c_i, \quad (2)$$

за допомогою інтегрування виділимо час розгону, s , та відносний шлях руху автомобіля, m :

$$\tau = M_a \delta_o \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i}, \quad (3)$$

$$S = m_a \cdot \delta_o \cdot \left\{ \frac{1}{2a_i} \ln |a_i V^2 + b_i V + c_i| \Big|_{V_H}^{V_K} - \frac{b_i}{2 \cdot a_i} \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right\}. \quad (4)$$

Для рішення наведених рівнянь використаємо коефіцієнти:

$$a_i = A_i - K_B \cdot F, \quad b_i = B_i - K_f \cdot m_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_a \cdot m_a \cdot g;$$

$$A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_d r_k^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_d \cdot r_k}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_d}$$

де a, b, c – сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа;

K_f – коефіцієнт, що враховує приріст коефіцієнта f від швидкості руху;

K_B – коефіцієнт опору повітря;

F – площа поперечного перерізу автобуса;

m_a – маса автобуса;

g – прискорення вільного падіння;

η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

U_i – передаточне відношення трансмісії автомобіля на i -ій передачі;

V – поточна швидкість руху автомобіля;

V_K, V_H – кінцева і початкова швидкість в процесі розгону.

Для визначення витрати газогенераторного палива при усталеному русі автомобіля і повному використанні потужності двигуна скористаємось виразом [2]:

$$Q_{so} = 7,7 \frac{a_Q u^2}{r_k^2 \rho} V_a + 27,8 \frac{b_Q u}{r_k \rho} + 100 \frac{c_Q}{\rho V_a}. \quad (5)$$

Середню витрату газогенераторного палива на вказаному маршруті (рис.1), опір руху якого визначається нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху знайдемо за виразом [2]:

$$q_{ксп} = \frac{1}{\rho} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{Q_{Тиср} \cdot k_i}{V_{иср}}, \quad (6)$$

де ρ – густина палива;

$Q_{Тиср}$ – середня витрата палива на i -ій передачі;

k_i – відносний шлях руху автомобіля на i -ій передачі;

$V_{иср}$ – середня швидкість руху автомобіля на i -ій передачі.

Приймаючи закон розподілу витрати палива на i -ій передачі з роботи

[2], визначаємо середньокілометрову витрату газогенераторного палива автобусом БАЗ-2215 у заданих умовах експлуатації (табл. 1), значення передавальних відношень трансмісії досліджуваного транспортного засобу візьмемо із власних попередніх досліджень [3].

Таблиця 1.

Значення витрат газогенераторного палива і час проходження циклу автобусом БАЗ-2215 за різних передаточних відношень коробки передач

Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії	Контрольна витрата ГПП, м ³ /100 км	Середня кілометрова витрата ГПП, м ³ /км	Час виконання циклу, с
Геометрична прогресія	33,6	0,475	237
Арифметична прогресія	37,8	0,556	235
Динамічний ряд	32,9	0,469	229
Гармонічний ряд	30,8	0,432	243
Мінімізація витрат палив	32,8	0,455	232
Мінімізація часу розгону	32,7	0,444	242
Методика А.А. Токарева	30,8	0,431	249
Стандартний ряд КПП	35,3	0,543	281

Аналіз даних, табл. 1, показує, що за показниками паливної економічності найкращі результати автобусу БАЗ-2215 забезпечують передаточні відношення коробки передач визначені за методикою А.А. Токарева і гармонійного ряду, найгірші – за законом арифметичної прогресії. Хоча за часом виконання міського їздового циклу методика А.А. Токарева є найгіршою. Пояснюється це тим, що при виборі передаточних відношень за методикою А.А. Токарева і гармонійного ряду основна частина шляху здійснюється на вищих передачах, де щільність ряду названих методик вищі у порівнянні з іншими, а прискорення на вищих передачах гірше за рахунок використання газогенераторного палива.

Література

1. Гусаров А.П., Кутенев В.Ф., Осепчугов В.В. Усовершенствованный испытательный ездовой цикл. Автомобильная промышленность. 1986. № 1. С. 35–36.
2. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М. Київ: Видавництво «КВІЦ», 2004. 174 с.
3. Криворот А.І., Енергоефективність швидкісних та паливно-економічних властивостей автомобіля за рахунок оптимізації передаточних чисел його трансмісії / А.І. Криворот, М.О. Скорик, Г.А. Філіпова, М.М. Шпилька // Збірник наукових праць II Міжнародної українсько-азербайджанської конференції «BUILDING INNOVATIONS – 2019», 23 – 24 травня 2019 року. – Полтава: ПолтНТУ, 2019. – С. 509 – 511.