

ДОСЛІДЖЕННЯ ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ ДВИГУНІВ АВТОБУСІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

© Нємий С.В., 2007

Наведено результати статистичних досліджень швидкісного режиму двигунів автобусів у характерних умовах експлуатації. Обґрунтовано значення середніх частот обертання колінчастого вала двигунів автобусів, на основі яких визначаються показники швидкісних режимів агрегатів трансмісії, необхідні для розрахунку їх деталей та вузлів на міцність.

The results of the statistics research into the speed regime of bus engines in ordinary conditions of their use are given in the article. The magnitude of average frequencies of crankshaft evolvment of bus engines is given, on the base of which the data on the speed regimes of transmission units, necessary for strength calculation of their parts are found.

Постановка проблеми. Для розрахунку деталей та вузлів агрегатів трансмісії автобусів і автомобілів на міцність та об'єктивного прогнозування їх надійності необхідно мати статистичні дані щодо значень параметрів, які формують показники міцності та ресурсу. Одним із факторів, що впливає на міцність та ресурс агрегатів трансмісії, є їхній швидкісний режим. Частота обертання валів агрегатів трансмісії безпосередньо, через передавальні відношення коробки переміни передач і головної передачі, пов'язана із частотою обертання колінчастого вала двигуна. Однак, під час експлуатації оберти двигуна змінюються в широких межах, що затрудняє однозначний вибір розрахункових частот обертання, якими характеризуються швидкісні режими роботи агрегатів трансмісії.

Аналіз відомих досліджень та публікацій. Розрахунок агрегатів трансмісії та прогнозування їх ресурсу здійснюють із врахуванням показників їхнього швидкісного режиму. Зокрема для розрахунку довговічності підшипників необхідно мати однозначні значення еквівалентних частот їх обертання [1–3], якими замінюється весь діапазон зміни частот обертання валів трансмісії, пов'язаний із швидкісним режимом роботи двигуна. Еквівалентні частоти обертання пропонується визначати за середньою швидкістю руху автомобіля. Однак, статистичні дані по еквівалентних частотах обертання стосовно автомобілів і автобусів певного типу, залежно від умов їхньої експлуатації, в технічних джерелах практично відсутні. Крім того, визначення еквівалентних частот обертання валів агрегатів за середньою швидкістю руху автомобіля є доволі трудомістким процесом та може призвести до істотних похибок результатів.

Постановка задачі. Метою роботи є визначення еквівалентних частот обертання колінчастих валів двигунів автобусів на основі статистичного дослідження швидкісного режиму їх роботи.

Основний матеріал. Для дослідження швидкісного режиму роботи двигунів проводили випробування автобусів ЛАЗ-695Н, ЛАЗ-42021 і ЛіАЗ-5256. Відповідні параметри автобусів наведені у табл. 1.

Вимірювання проводили за допомогою приладу швидкісного режиму ПСР-3. Вказаний прилад здійснює фіксацію даних, після обробки яких отримують, у відсотках, час роботи двигуна в будь-якому діапазоні частот обертання в умовах експлуатації. Реєстрація часу роботи (в секундах) в кожному швидкісному діапазоні здійснюється відповідним лічильником. Крім того, прилад ПСР-3 оснащений лічильником обліку сумарного часу роботи.

Параметри досліджуваних автобусів

Автобус	Модель двигуна	Діапазон обертів двигуна, $xв^{-1}$	Тип коробки переми-ни передач
ЛАЗ-695Н	Карбюраторний ЗіЛ-130	600–3200	Механічна
ЛАЗ-42021	Дизельний КамАЗ-740	600–2600	Механічна
ЛіАЗ-5256	Дизельний КамАЗ-7408	600–2200	Гідро-механічна

Вибираючи приміські маршрути, враховували загальну статистику автобусних маршрутів у Львівській області. На той час в області функціонували 129 типових приміських маршрутів із загальною довжиною 3438,5 км, тобто середня довжина маршруту становила 26,65 км. У зв'язку з цим для випробувань було вибрано приміський маршрут Львів – Жовква. Загальна довжина цього маршруту становить 27,8 км, з них 5,5 км у межах м. Львова. У замській зоні проїзд через 6 населених пунктів із зупиненням у кожному.

З метою порівняння, випробування проводили також в умовах міського маршруту з частковим охопленням приміської зони. Для цього був вибраний маршрут Львів – Ямпіль. Довжина маршруту 12,8 км, з них 5,6 км у межах м. Львова. У замській зоні – із семи зупиненнями в трьох населених пунктах.

Автобуси ЛАЗ-695Н і ЛАЗ-42021 випробовували також на типових міських маршрутах м. Львова: пл. Петрушевича – вул. Наукова та пл. Липнева – автобусний завод. У першого із вказаних маршрутів наявний підйом (похил) значної величини. Другий характеризується поєднанням рівнинних ділянок з незначними похилами та підйомами.

Випробування великого міського автобуса ЛіАЗ – 5256 проводили в м. Москві під час руху на характерному маршруті №3 “Ізмайлівська площа – Даниловський ринок”. Довжина маршруту – 17,5 км, час руху – 62 хв, кількість зупинень – 42. Випробування проводили протягом 10 год. із загальним пробігом 162 км.

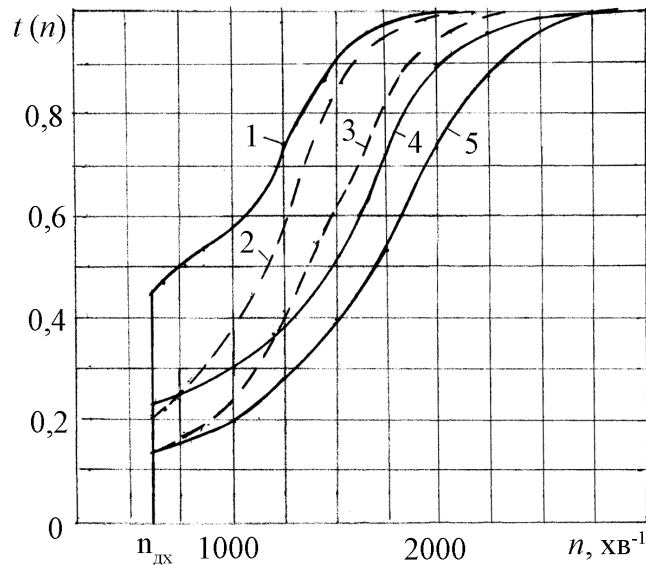
Перед випробуваннями автобуси були завантажені баластом відповідно до їхньої номінальної пасажиромісткості. Під час випробування всіх моделей було дотримано повну імітацію руху рейсових автобусів: зупинення на штатних зупинках, відкривання пасажирських дверей, витримання на час виходу – входу пасажирів, закривання дверей та продовження руху. Поїздки на автобусах ЛАЗ-695Н і ЛіАЗ-5256 здійснювали по одному водію. На автобусі ЛАЗ-42021 почергово були залучені два водії.

Опрацьовані методом математичної статистики результати досліджень, у вигляді інтегральних функцій розподілу частоти обертання колінчастого вала двигунів за часом, як приклад, показано на рисунку. За характером вказаних залежностей можна оцінювати швидкісний режим двигуна у двох аспектах: з врахуванням власне тривалості робочого режиму, пов'язаного із рухом автобуса та із врахуванням тривалості роботи на холостому ходу. У першому випадку враховуємо період роботи двигуна, під час якого існують експлуатаційні навантаження агрегатів трансмісії, для розрахунку на міцність яких та прогнозування їх ресурсу необхідно мати значення еквівалентної частоти обертання колінчастого вала двигуна. Для цього ми статистично оцінюємо швидкісний режим роботи двигуна під час навантаження, без врахування часу його роботи на холостому ходу, оскільки у цьому разі агрегати трансмісії не функціонують і навантаження в них відсутні. У другому випадку враховуємо повний час роботи двигуна із врахуванням тривалості роботи на холостому ходу.

Для початку дослідимо швидкісний режим двигунів, за якого існують експлуатаційні навантаження агрегатів трансмісії, тобто без врахування часу роботи на холостому ходу. Згідно з рисунком еквівалентну частоту обертання колінчастого вала двигуна визначають із залежності

$$n_e = \frac{1}{\Delta t_x} \int_0^{n_{\max}} [t(n)] dn = \frac{1}{\Delta t_x} \sum_{i=1}^k n_i \Delta t_{vi}, \quad (1)$$

де $t(n)$ – інтегральна функція розподілу частоти обертання за часом; $n_{\text{дmax}}$ – максимальне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна; Δt_x – відносний час роботи двигуна на холостому ході; k – кількість елементарних інтервалів у швидкісному діапазоні $n_{\text{дх}} - n_{\text{дmax}}$; $n_{\text{дх}}$ – мінімальне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна; Δt_{ei} – відносний час роботи двигуна в конкретному елементарному інтервалі; n_i – частота обертання колінчастого вала двигуна в середині конкретного елементарного інтервалу;



Розподіл частот обертання колінчастих валів двигунів автобусів за часом:
 1 – ЛіАЗ – 5256 (місто); 2 – ЛАЗ – 42021 (місто); 3 – ЛАЗ – 42021 (за містом);
 4 – ЛАЗ – 695Н (місто); 5 – ЛАЗ – 695Н (за містом);

Результати розрахунків за формулою (1), згідно з отриманими під час випробувань даними, наведено у табл. 2.

Таблиця 2

Результати дослідження швидкісного режиму двигунів

Автобус	Умови руху	Кількість випробувальних заїздів	Еквівалентна частота обертання двигуна на $n_e, \text{хв}^{-1}$	Діапазон частот обертання при максимальному крутному моменті двигуна $n_T, \text{хв}^{-1}$	Співвідношення $\frac{n_e}{n_T}$
ЛАЗ-695Н	за містом	2	1770,95	1800 – 2000 (1900)	0,932
	в місті	1	1569,2		0,826
ЛАЗ-42021	за містом	2	1447,9	1400 – 1700 (1550)	0,934
	в місті	10	1257,71		0,811
ЛіАЗ-5256	в місті	8	1269,65	1400 – 1700 (1550)	0,819

У табл. 2 бачимо певні статистичні закономірності – близькі значення із розбіжністю, що не перевищує 2 %, співвідношення n_e / n_T в ідентичних умовах руху, практично незалежно від моделі автобуса, двигуна і типу коробки перемини передач. Причому, вже при числі випробувальних заїздів 2 і більше, отримані результати характеризуються практично однаковими значеннями –

найбільша різниця не перевищує 1,0 %. Це можна пояснити тим, що при кваліфікованому водінні оптимальним, в аспекті паливної ощадливості, є режим руху, за якого двигун працює з частотою обертання, що відповідає максимальному значенню його крутного моменту. При тому двигун працюватиме у вказаному режимі тим більшу тривалість часу експлуатації, чим більша тривалість сталого руху, тобто чим меншу частку руху становлять фази розгону і сповільнення під час зупинення автобуса, спричинені необхідністю висадки – посадки пасажирів та умовами руху.

На міських маршрутах, для яких характерні незначні відстані між службовими зупиненнями та часті зупинення, спричинені умовами руху і засобами його регулювання, рух автобуса на маршруті складається із послідовного ряду короткочасних циклів: розгін – сталий рух – сповільнення – зупинення. У цьому разі тривалість сталого руху значно зменшується за рахунок частих фаз розгону і сповільнення. Як випливає із результатів проведених досліджень, в умовах міського руху, еквівалентні оберти колінчастого вала двигуна становлять $(0,811 - 0,826) n_T$.

На приміських маршрутах, на яких, порівняно із міськими, більші відстані між зупиненнями та менша частота зупинень, спричинених умовами руху і засобами його регулювання, тривалість сталого руху відповідно збільшується. Еквівалентні оберти колінчастого вала двигуна у цьому разі становлять $(0,932 - 0,934) n_T$.

На підставі вищенаведеного цілком очевидно, що на міжміських маршрутах, для яких характерні значні відстані між населеними пунктами та мала кількість зупинень щодо пробігу, значення еквівалентної частоти обертання колінчастого вала двигуна n_e буде близьким до n_T .

Отже, необхідне для розрахунків агрегатів трансмісії автобусів значення еквівалентної частоти обертання колінчастого вала двигуна n_e пропонується визначати із співвідношення

$$n_e = a n_T, \quad (2)$$

де a – коефіцієнт, який враховує умови експлуатації.

На підставі отриманих експериментальних даних, залежно від умов експлуатації, значення коефіцієнта a пропонується приймати в межах: $a=(0,81 - 0,83)$ – для умов руху в місті; $a=(0,93 - 0,94)$ – для умов приміського руху; $a=1,0$ – для умов міжміського руху.

Загалом, із врахуванням часу роботи двигуна на холостому ході, середня частота обертів його колінчастого вала визначається за формулою

$$n_c = n_{\text{ох}} \Delta t_x + \int_{n_{\text{ох}}}^{n_{\text{мах}}} [t(n) dn = n_{\text{ох}} \Delta t_x + \sum_{i=1}^k n_i \Delta t_{\text{ви}}, \quad (3)$$

Результати розрахунків за формулою (3), згідно з отриманими під час випробувань даними, наведено у табл. 3

Таблиця 3

Середні значення частоти обертання колінчастого вала двигунів

Автобус	Умови руху	Середня швидкість руху, км/год	Відносний час роботи на холостому ході Δt_x	Середня частота обертання двигуна $n_c, \text{хв}^{-1}$
ЛАЗ-695Н	за містом	27,55	0,14	1518,5
	в місті	18,8	0,23	1346,3
ЛАЗ-42021	за містом	39,35	0,14	1329,2
	в місті	23,4	0,20	1125,5
ЛіАЗ-5256	в місті	15,22	0,45	968,3

Висновки. 1. Досліджено швидкісний режим двигунів автобусів, на основі чого запропоновано методику розрахунку еквівалентних частот обертання колінчастого вала залежно від умов експлуатації.

2. Статистичне визначення еквівалентних частот обертання колінчастого вала двигунів необхідно здійснювати без врахування часу роботи на холостому ході, тобто залежно від часу фактичного навантаження агрегатів трансмісії.

3. Значення еквівалентних частот обертання залежить від частоти обертання колінчастого вала, яка відповідає максимальному значенню крутного моменту двигуна та умов експлуатації.

4. Близькість значень еквівалентних частот обертання та частоти обертання, що відповідає максимальному значенню крутного моменту двигуна, залежить від умов експлуатації, тобто від співвідношення тривалості сталого руху до тривалості фаз розгону і сповільнення.

1. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Шукин М.М. *Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля.* – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1973. – 540 с. 2. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. *Конструирование и расчет автомобиля.* – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с. 3. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. *Прогнозирование надежности автомобилей.* – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.

УДК 634.0.812

Б.Т. Поберейко, Я.І. Соколовський
Національний лісотехнічний університет України

ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОТКОЧАСНОЇ МІЦНОСТІ ДЕРЕВИНИ ЗІ СТАЛИМ ВОЛОГОВМІСТОМ

© Поберейко Б.Т., Соколовський Я.І., 2007

Отримано критерій короткочасної міцності деревини з рівномірним полем вологості. Досліджено вплив асиметрії міцності деревини у напрямках анізотропії. Теоретично обґрунтовано та підтверджено, що міцність деревини на розтяг вздовж волокон є більшою, ніж у разі стиску незалежно від її породи.

The criterion of brief durability of wood is got with the permanent field of moisture. Influencing is explored asymmetry of durability of wood in different directions of anisotropic. It is confirmed, that durability of wood on tension along fibers is greater than in the case of compression regardless of its breed.

Актуальність проблеми. Для технології гідротермічної обробки деревини важливими є задачі визначення міцності. Їх розв'язання є основою для вдосконалення відомих та розробки нових методів і способів своєчасного виявлення небезпечних щодо тріщиноутворення та короблення матеріалу полів напружень та деформацій.

На сьогодні ця проблема розроблена переважно для пружних матеріалів зі сталими розподілами полів температури і вологи та однорідним напружено-деформівним станом. Відомі моделі короткочасної міцності [1] для часткових випадків деформування задовільно описують межу міцності деревини лише у пружній області деформування. Але жодна з них не має обґрунтованих переконливих рекомендацій щодо можливостей застосування для визначення граничних напружень у матеріалах зі складним напружено-деформівним станом. Це обумовлено тим, що руйнування деревини є залежним не лише від способу деформування, розмірів тіла тощо, але і від особливостей фізико-механічних властивостей матеріалу. Для деревини однією із таких особливостей є асиметрія міцності, яка визначається залежністю характеристик міцності від характеристик навантаження. Сьогодні ця залежність є мало дослідженою. Тому у сучасних критеріях міцності вплив асиметрії на руйнування композитних матеріалів врахований у вигляді сталих коефіцієнтів, визначених на основі аналізу результатів експериментальних випробовувань деревини на міцність в