

С.В. Нємий

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕННЯ ПІДШИПНИКІВ АГРЕГАТИВ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

© Нємий С.В., 2008

На основі врахування статистичних закономірностей швидкісного і навантажувального режимів роботи агрегатів трансмісії автомобіля розроблено методику розрахунку навантаження їхніх підшипників. Запропоновано формули для оцінки ресурсу підшипників за пробігом автомобіля та визначення необхідної базової динамічної вантажності (за каталогом) підшипників при проектуванні агрегатів трансмісії автомобілів.

On the basis of the account of statistics of a high-speed operating mode and loading of units of transmission of the car it is developed a design procedure of loading of their bearings. It is offered formulas for an estimation of a resource of bearings behind run of the car and definition of necessary base dynamic carrying capacity (behind the catalogue) bearings at designing units of transmission of cars.

Постановка проблеми. Для планування надійності агрегатів трансмісії автомобіля необхідно мати методику розрахунку їх складових на міцність, яка об'єктивно враховує швидкісний і навантажувальний режими роботи агрегатів. Проблема полягає у тому, що агрегати постійно працюють у змінних швидкісному і навантажувальному режимах залежно від передачі, на якій рухається автомобіль. Ця обставина створює труднощі при прийнятті однозначних об'єктивних розрахункових даних, зокрема при виборі підшипників валів коробок переміни передач (КПП), головних передач (ГП), ведучих мостів (ВМ).

Аналіз відомих досліджень та публікацій. Оpubліковані методики вибору підшипників, наприклад, [1, 2], є загальними в машинобудуванні без конкретної деталізації стосовно швидкісного і навантажувального режиму роботи агрегатів трансмісії автомобіля. Конкретних рекомендацій стосовно розрахункових даних для вибору підшипників агрегатів трансмісії автомобіля сьогодні в опублікованих результатах досліджень та публікаціях [3, 4, 5] немає.

Постановка задачі. Метою роботи є розроблення на основі статистичних закономірностей навантажувальних і швидкісних режимів роботи автомобільних агрегатів методики розрахунку еквівалентного навантаження їх підшипників та визначення необхідної базової динамічної вантажності (за каталогом) підшипників при проектуванні агрегатів трансмісії автомобілів.

Основний матеріал. Ресурс (довговічність) підшипників (у млн. обертів) визначається за формулою [1]

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R} \right)^b, \quad (1)$$

де a_1 – коефіцієнт, який враховує задану ймовірність безвідмовної роботи (ступінь надійності) підшипника; a_{23} – коефіцієнт, який враховує якість матеріалу та умови експлуатації підшипника; C_r – базова динамічна вантажність підшипника за каталогом; R – розрахункове еквівалентне

навантаження на підшипник; b – показник степеня, який дорівнює 3 для кулькових і 10/3 – роликів підшипників.

З рівняння (1) ресурс підшипника, у год. роботи, можна визначити за формулою

$$L_h = \frac{10^6 \pi L}{1800 \omega} = \frac{10^6 L}{60n}, \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість вала (кільця підшипника), рад/с; n – частота обертання вала (кільця підшипника), хв^{-1} .

Розрахункове еквівалентне навантаження підшипника визначається за формулою [1]

$$R = (VXF_r + YF_o)K_B K_T, \quad (3)$$

де F_r, F_o – відповідно осьове і радіальне навантаження; V – коефіцієнт, що враховує, яке із кілець підшипника обертається відносно вектора навантаження; X і Y – відповідно коефіцієнти радіального і осевого навантаження; K_B – коефіцієнт, що враховує вплив динамічного навантаження на довговічність підшипника; K_T – коефіцієнт, що враховує температурний режим роботи на довговічність підшипника.

Вали і підшипники агрегатів трансмісії автомобіля працюють у змінних навантажувальному та швидкісному режимах, що вимагає обґрунтування вибору розрахункового значення еквівалентного навантаження на підшипник R та частоти обертання його кільця n .

У цьому випадку значення еквівалентного осевого чи радіального навантаження пропонується визначити за формулою [2]

$$F_e = \left(\frac{F_1^b q_1 n_1}{100 n_m} + \frac{F_2^b q_2 n_2}{100 n_m} + \dots + \frac{F_n^b q_n n_n}{100 n_m} \right)^{\frac{1}{b}}, \quad (4)$$

де F_1, F_2, \dots, F_n – радіальне чи осьове навантаження у кожному режимі роботи; q_1, q_2, \dots, q_n – тривалість роботи у кожному режимі, % від загальної тривалості; n_1, n_2, \dots, n_n – частоти обертання у кожному режимі роботи; n_m – середня частота обертання при роботі зі змінною частотою обертання.

Значення середньої частоти обертання при роботі зі змінною частотою обертання визначається за формулою [2]

$$n_m = \left(\frac{q_1 n_1}{100} + \frac{q_2 n_2}{100} + \dots + \frac{q_n n_n}{100} \right) = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^n q_i n_i. \quad (5)$$

Як бачимо у формулах (4 і 5), для розрахунку еквівалентного осевого чи радіального навантаження необхідно мати значення середньої частоти обертання n_m та величину радіального чи осевого навантаження F_i при кожному режимі роботи.

Частота обертання вала (підшипника) агрегату n_i та його навантажувальний момент T_i , який створює відповідні значення радіального чи осевого навантаження, залежать від передачі, на якій рухається автомобіль, і визначаються із залежностей:

$$n_i = \frac{n_d}{u_k}, \quad (6)$$

$$T_i = T_d u_k,$$

де n_d – частота обертання колінчастого вала двигуна; u_k – передавальне відношення від двигуна до цього вала агрегату; T_d – крутний момент двигуна у цьому режимі роботи.

Стосовно автобусів методику та результати дослідження швидкісного режиму двигунів відображено в роботі [6], де значення середньої (еквівалентної) частоти обертання колінчастого вала двигуна, без врахування часу роботи двигуна при марному ході, пропонується визначати за формулою

$$n_e = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^n q_i n_i = \frac{1}{1 - \Delta t_x} \sum_{i=1}^k n_i \Delta t_{ei} = a n_T, \quad (7)$$

де Δt_x – відносний час роботи двигуна при марному ході; n_i – частота обертання колінчастого вала двигуна в середині цього елементарного швидкісного інтервалу; Δt_{ei} – відносний час роботи двигуна в конкретному елементарному інтервалі швидкісного діапазону, за інтегральною функцією розподілу частот обертання колінчастого вала двигуна за часом [6]; k – кількість елементарних інтервалів у швидкісному діапазоні обертання колінчастого вала двигуна; a – коефіцієнт, який враховує умови експлуатації і дорівнює: 0,82 – рух в місті; 0,93 – для умов приміського руху; 1,0 – для умов міжміського руху; n_T – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному крутному моменті.

За рівнянням (7)

$$q_i = \frac{\Delta t_{ei}}{1 - \Delta t_x} 100 = \Delta t_{ein} 100, \quad (8)$$

де $\Delta t_{ein} = \frac{\Delta t_{ei}}{1 - \Delta t_x}$ – відносний час роботи двигуна в конкретному елементарному інтервалі швидкісного діапазону під час руху автомобіля.

Аналогічно можуть бути досліджені показники швидкісного режиму двигунів легкових та вантажних автомобілів.

Прийнявши розподіл частот обертання колінчастого вала двигуна за часом [6] однаковим при русі на всіх передачах КПП, виконавши відповідні математичні перетворення за формулами (5 – 8), еквівалентне (середнє) значення частоти обертання підшипника (вала) можна визначити за рівнянням

$$\begin{aligned} n_{en} &= \frac{1}{1 - \Delta t_x} \sum_{i=1}^p \left[\left(\int_{n_{\text{ox}}}^{n_{\text{MAX}}} [t(n)] dn \right) \frac{\Delta t_1}{u_1} + \left(\int_{n_{\text{ox}}}^{n_{\text{MAX}}} [t(n)] dn \right) \frac{\Delta t_2}{u_2} + \dots + \left(\int_{n_{\text{ox}}}^{n_{\text{MAX}}} [t(n)] dn \right) \frac{\Delta t_p}{u_p} \right] = \\ &= \frac{1}{1 - \Delta t_x} \left[\left(\sum_{i=1}^k n_i \Delta t_{ei} \right) \frac{\Delta t_1}{u_1} + \left(\sum_{i=1}^k n_i \Delta t_{ei} \right) \frac{\Delta t_2}{u_2} + \dots + \left(\sum_{i=1}^k n_i \Delta t_{ei} \right) \frac{\Delta t_p}{u_p} \right] = \\ &= \frac{1}{1 - \Delta t_x} \sum_{i=1}^k n_i \Delta t_{ei} \left(\frac{\Delta t_1}{u_1} + \frac{\Delta t_2}{u_2} + \dots + \frac{\Delta t_p}{u_p} \right) = n_e \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i} = a n_T \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}, \end{aligned} \quad (9)$$

де $t(n)$ – інтегральна функція розподілу частоти обертання за часом; n_{MAX} – максимальне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна; n_{ox} – мінімальне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна; $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_i, \dots, \Delta t_p$ – відносний час роботи автомобіля на кожній із передач; $u_1, u_2, \dots, u_i, \dots, u_p$ – передавальне відношення від двигуна до певного вала на кожній із передач; p – кількість передач КПП.

За формулами (4 і 9), прийнявши $n_i = n_e / u_i$, значення еквівалентного осьового чи радіального навантаження можна визначати за формулою

$$F_e = \left(\frac{F_1^b q_1 n_1}{100 n_m} + \frac{F_2^b q_2 n_2}{100 n_m} + \dots + \frac{F_n^b q_n n_n}{100 n_m} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{F_1^b n_1 \Delta t_1}{n_e \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}} + \frac{F_2^b n_2 \Delta t_2}{n_e \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}} + \dots + \frac{F_p^b n_p \Delta t_p}{n_e \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}} \right)^{\frac{1}{b}} = \quad (10)$$

$$= \left[\frac{1}{n_e \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}} \left(\frac{F_1^b n_e \Delta t_1}{u_1} + \frac{F_2^b n_e \Delta t_2}{u_2} + \dots + \frac{F_p^b n_e \Delta t_p}{u_p} \right) \right]^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{\sum_{i=1}^p \frac{F_i^b \Delta t_i}{u_i}}{\sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}} \right)^{\frac{1}{b}}.$$

Після визначення еквівалентного радіального та осьового навантаження за формулою (10), розрахункове еквівалентне навантаження підшипника визначається за формулою (3).

При експлуатації автомобілів прийнято нормувати та оцінювати ресурс агрегатів, вузлів та деталей у км пробігу. За формулами (2 і 9) ресурс (пробіг) підшипника у км можна визначити за формулою

$$L_S = \frac{10^6 L}{60 n_{en}} V_T = \frac{10^6 L V_T}{60 n_e \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}} = \frac{10^6 L V_T}{60 a n_T \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}}, \quad (11)$$

де V_T – технічна швидкість автомобіля, км/г, значення якої приймають за результатами статистичної оцінки швидкості руху автомобілів аналогічного типу у заданих умовах експлуатації.

За формулами (1 і 11), виходячи із заданого ресурсу підшипника L_S для певних умов експлуатації автомобіля, отримуємо рівняння для визначення його необхідної базової динамічної вантажності (за каталогом):

$$C_r = R \left(\frac{60 L_S a n_T \sum_{i=1}^p \frac{\Delta t_i}{u_i}}{10^6 a_1 a_{23} V_T} \right)^{\frac{1}{b}}. \quad (12)$$

У формулі (12) технічна швидкість автомобіля V_T приймається у км/г, а частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному крутному моменті n_T – у xv^{-1} .

Висновки. 1. На основі врахування статистичних закономірностей швидкісного і навантажувального режимів роботи агрегатів трансмісії автомобілів розроблено методику розрахунку навантаження їхніх підшипників.

2. Виведено формули для оцінки ресурсу підшипників агрегатів за пробігом автомобіля та визначення необхідної базової динамічної вантажності (за каталогом) підшипників для забезпечення їх заданого ресурсу (довговічності).

1. Павлице В.Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. 2-ге вид., перероб.* – Львів: Афіша, 2003. – 560 с. 2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. *Подшипники качения: Справочник. Изд. 6-е, перераб и доп.* – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с. 3. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щужин М.М. *Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Изд.-е. 2-е, перераб. и доп.* – Л.: Машиностроение, 1973. – 540 с. 4. Лукин П.П., Гаспаряц Г.А., Родионов В.Ф. *Конструирование и расчет автомобиля.* – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с. 5. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. *Прогнозирование надежности автомобилей.* – Л.: Политехника, 1991. – 224 с. 6. Немий С.В. *Дослідження швидкісного режиму двигунів автобусів в умовах експлуатації // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2007. – № 588. – С. 68–72.*