

Олег Шаповалов, Денис Колесник, Олег Пилипенко

НАВАНТАЖЕНІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ВЕРТОЛЬОТНИХ РЕДУКТОРІВ ТА ЇХ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН

Актуальність теми дослідження. Для обґрунтованого збільшення ресурсу вертольотних редукторів необхідно мати наявні дані по навантаженості їх зубчастих передач на основних режимах польоту, результати стендових випробувань, розрахунків на міцність, витривалість, напружено-деформівного стану і т. ін. Отримані результати будуть використані в перевірочних розрахунках, випробуваннях відповідних деталей редукторів за різними критеріями при підготовці висновків про доцільність продовження ресурсів трансмісії вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Постановка проблеми. Виявлення можливості збільшення ресурсів зубчастих передач головного, проміжного і хвостового редукторів вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У раніше проведених дослідженнях дана оцінка навантаженості та напружено-деформованого стану зубчастих передач в основному для однопарного зачеплення зубчастих коліс.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Специфіка роботи зубчастих передач вертольотних редукторів полягає в урахуванні реальної багатопарності зачеплення, характерної для авіаційних передач.

Мета статті. Розглянути наявні дані по статичних та динамічних навантаженнях у зоні багатопарного зачеплення.

Виклад основного матеріалу. Розглянуті навантаженість високошвидкісних зубчастих передач редукторів на злітному і крейсерському режимах експлуатації, статичний розподіл навантаження між зубцями в зоні багатопарного зачеплення, динамічні навантаження в зачепленні зубчастих коліс.

Висновки відповідно до статті. Найбільш небезпечним для роботи зубчастого вінця є крайковий контакт на вході в зачеплення і виході з нього, де мають місце максимальні контактні напруження.

Ключові слова: зубчасті передачі; навантаженість; статичні та динамічні навантаження; напружено-деформований стан.

Рис.: 9. Бібл.: 8.

Актуальність теми дослідження. Довговічність зубчастих передач здебільшого залежить від режимів їх навантаження під час експлуатації, а також конструктивно-технологічних факторів. Вирішальний вплив на формування розподілу навантаження в передачі здійснюють прогини зубців, неоднакові по ширині зубчастого вінця. Складний напружено-деформований стан зуба спричиняє труднощі у врахуванні податливості на згин зубців під час визначення питомого навантаження по довжині контактної лінії.

В аерокосмічному й військовому застосуванні, де вага відіграє одну з головних ролей [1], системи зубчастих передач проектується за умов, що суттєво позначаються на їх довговічності. Крім того, зубчасті передачі іноді проектують, застосовуючи статичний аналіз. Проте коли вони працюють на великих частотах обертання, треба враховувати декілька факторів, що кардинально впливають на їх виконання. Це жорсткість валів на кручення, навантаження і деформації зубчастих коліс, похибки кроків зачеплення і профілів зубців, частоти обертання, маси й моменти інерції зубчастих коліс та валів, маси та моменти інерції ведучих і ведених деталей та вузлів.

Для обґрунтованого збільшення ресурсу вертольотних редукторів [2] необхідно мати наявні дані щодо навантаженості їх зубчастих передач на основних режимах польоту, результати стендових випробувань, розрахунків на міцність, витривалість, напружено-деформівний стан і т. ін. Отримані результати будуть використані в перевірочних розрахунках, випробуваннях відповідних деталей редукторів за різними критеріями і підготовці висновків про доцільність продовження ресурсів трансмісії вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Постановка проблеми. Виявлення можливості збільшення ресурсів зубчастих передач головного, проміжного та хвостового редукторів вертольотів Ми-8 та їх модифікацій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У більшості раніше проведених досліджень дана оцінка навантаженості та напружено-деформованого стану зубчастих передач в основному для однопарного зачеплення зубчастих коліс.

Виділення недосліджених раніше частин загальної проблеми. Специфіка роботи зубчастих передач вертольотних редукторів полягає в урахуванні реальної багатопарності зачеплення, характерної для авіаційних передач.

Мета статті. Розглянути наявні дані по статичних та динамічних навантаженнях у зоні багатопарного зачеплення.

Виклад основного матеріалу. Навантаженість зубчастих передач редукторів.

За умовами роботи вертольота можуть бути реалізовані дві ситуації загального експлуатаційного навантаження вертольотних систем (рис. 1) [3].

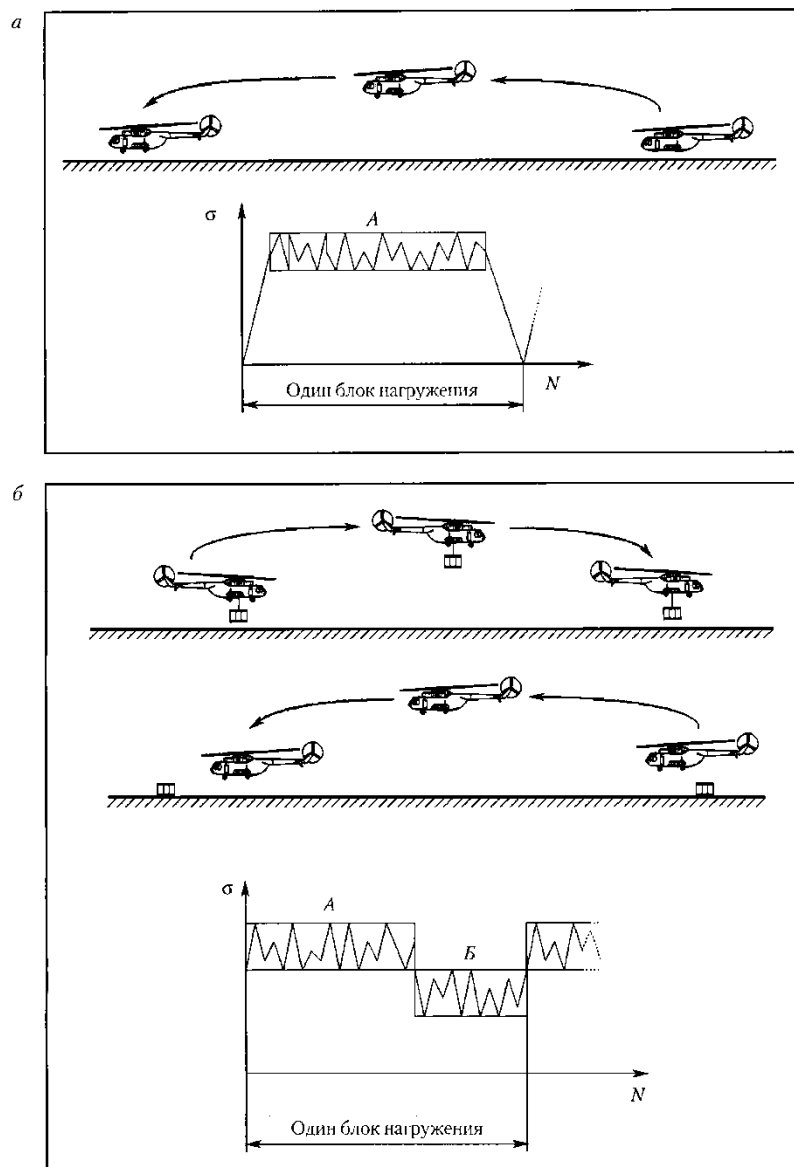


Рис. 1. Схема двох блоків циклічного навантаження вертольота при двох варіантах його роботи:

а) перевезення вантажу з посадкою і б) без посадки

В одному випадку вертольот перелітає з вантажем і повертається без нього, не здійснюючи посадки після звільнення від вантажу. В іншому випадку має місце переліт з вантажем, в одному та іншому напрямку зі звільненням від нього під час посадки вертольота. Обидві ситуації мають свої особливості пошкоджуваності матеріалу зубчастих коліс за повний цикл навантаження.

Особливості роботи редукторів і різні умови навантаження зубчастих коліс за політ не дозволяють однозначно виявляти домінуючий цикл навантаження для визначення ресурсу за критерієм недопущення їх руйнування, що призводить до втрати керованості вертольотом у польоті. Отримувана інформація про умови навантаження зубчастих коліс

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

під час виникаючих експлуатаційних руйнувань дає змогу встановити еквіваленти руйнівної дії навантажень під час роботи вертольота. Ця інформація необхідна не тільки для експертних досліджень причин руйнування зубчастих коліс, аналізу закономірностей їх навантаження в польоті, але вона може бути використана також під час вирішення питання про продовження терміну їх служби після напрацювання 10^9-10^{10} циклів.

На корпусі головного редуктора замикаються прикладені до вертольота зовнішні навантаження, тобто сили й моменти. Навантаженість можна виразити через безрозмірний параметр $\psi = \frac{C\Delta_0}{F_b}$, де C – питома жорсткість зубців в точці контакту;

$\Delta_0 = \sqrt{\Delta p_{b1}^2 + \Delta p_{b2}^2}$ – найбільша ймовірна різниця основних кроків; F_b – нормальне до профілю навантаження без врахування динамічного підсилення [1].

Найменша навантаженість (найбільше значення ψ) типова для високошвидкісних зубчастих передач редукторів турбовентиляторних двигунів та перших ступенів головних редукторів вертольотів, що відпрацьовують за ресурс $10^9 - 10^{10}$ циклів навантажень при колових швидкостях $v = 40-90$ м/с. Найбільша навантаженість (найменше значення ψ) характерна для зубчастих передач останніх ступенів редукторів вертольотів.

На рис. 2 показані зміни середніх значень параметра ψ_{cp} для зубчастих передач редукторів вертольотів при різних режимах експлуатації.

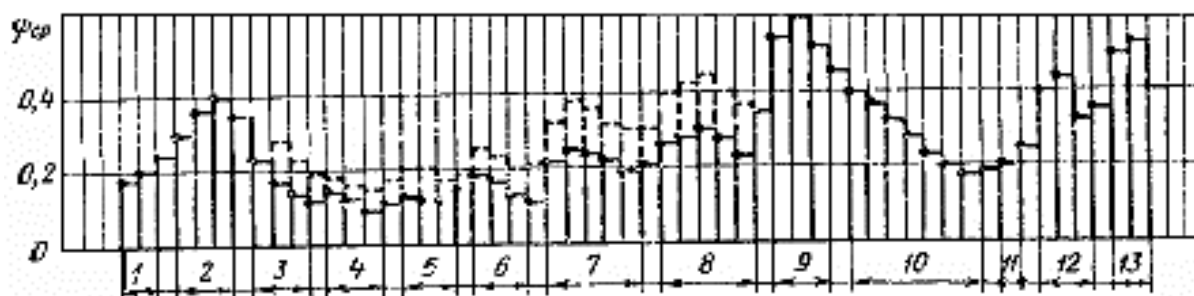


Рис. 2. Зміни параметра ψ_{cp} для зубчастих передач редукторів вертольотів на злітному (—) і крейсерському (- - -) режимах експлуатації

Навантаженість можна виразити і через коефіцієнт K_0 , що має розмірність напружень [1]:

$$K_0 = \frac{2T_1}{d_{w1}^2 b} \frac{1 \pm u}{u}$$

де T_1 – номінальний крутний момент; d_{w1} – діаметр початкового кола; b – ширина зубчастого вінця; $u = \frac{z_2}{z_1}$ – передаточне число (плюс – для передач зовнішнього зачеплення, мінус – для внутрішнього); для застосовуваних авіаційних зубчастих передач $30 \leq K_0 \leq 80$.

Статичний розподіл навантаження між зубцями. Розглянемо статичний розподіл навантаження в зоні двопарного зачеплення, коли коефіцієнт торцевого перекриття лежить у межах $1,0 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2,0$ [4]. Пари зубців, що йдуть позаду і попереду, навантажені відповідно силами F_I і F_{II} . Тоді номінальне нормальне погонне навантаження $F_b = F_I + F_{II} = \frac{2000T}{d_b b}$ Н/мм. Оскільки пружна деформація зубців $\delta = F/C$, де C – жорсткість спряжених зубців у деякій контактній точці, то, беручи до уваги умову сумісності деформацій, будемо мати:

$$\begin{aligned}
 F_I &= (F_b + \Delta_0 C_{II}) \frac{C_I}{C_I + C_{II}}; \\
 F_{II} &= (F_b - \Delta_0 C_I) \frac{C_{II}}{C_I + C_{II}},
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

де $\Delta_0 = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}$ – найбільша ймовірна різниця основних кроків, причому $f_{pb1,2}$ – абсолютне значення граничного відхилення основного кроку у шестерні z_1 і колеса z_2 . Якщо пружна деформація зубців $\delta > \Delta_0$, то відбувається розподіл зусилля між двома парами зубців, якщо ж $\delta < \Delta_0$, то працює одна пара зубців і перекриття відсутнє.

Якщо в першому наближенні прийняти $C_I = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Н / мм}^2$, а $C_{II} = 16,5 \cdot 10^3 \text{ Н / мм}^2$ [2], то (1) набуде вигляду:

$F_I = 0,43(1 + \psi_k)F_b$; $F_{II} = 0,57(1 - \psi_{cp})F_b$, де $\psi_k = C_{II}\Delta_0 / F_b$; $\psi_{cp} = C_I\Delta_0 / F_b$ – безрозмірні параметри, що характеризують навантаженість зубчастої передачі під час крайкового й серединного контакту відповідно. Крім того, слід враховувати, що $\psi_k = (C_{II} / C_I)\psi_{cp}$ або $\psi_k = 1,3\psi_{cp}$.

Авіаційні зубчасті передачі є «точними під навантаженням» (статистична категорія). Для них характерний розподіл навантаження між спряженими парами зубців, що можна виразити умовою $\psi_{cp} < 1$.

Розглянемо передачу, коли в зачепленні одночасно знаходяться три пари зубців I, II і III , тобто коли коефіцієнт торцевого перекриття лежить у межах $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ (рис. 3).

При складанні умов сумісності деформацій основний крок, наприклад, між зубцями I і II шестерні p'_{b11} дорівнює основному кроку p'_{b21} між тими ж зубцями I і II на колесі. З картини деформацій випливає, що

$$p'_{b11} = p_{b11} + \delta_{I_1} - \delta_{II_1}; \quad p'_{b21} = p_{b21} + \delta_{II_2} - \delta_{I_2}; \quad \delta_I = \delta_{I_1} + \delta_{I_2}; \quad \delta_{II} = \delta_{II_1} + \delta_{II_2}.$$

Тоді після перетворень, приймаючи, що $\Delta_0 = (\Delta_0)_{I-II} = p_{b21} - p_{b11}$, отримаємо

$$\delta_I = \delta_{II} + \Delta_0. \tag{2}$$

Аналогічно для зубців $II-III$, приймаючи $\Delta_0 = (\Delta_0)_{II-III} = p_{b22} - p_{b12}$, маємо

$$\delta_{II} = \delta_{III} + \Delta_0. \tag{3}$$

Для визначення статичних навантажень на спряжені зубці додатково запишемо:

$$F_b = F_I + F_{II} + F_{III}; \quad F_I = C_I \delta_I; \quad F_{II} = C_{II} \delta_{II}; \quad F_{III} = C_{III} \delta_{III}. \tag{4}$$

Із сумісного рішення рівнянь (2) – (4) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 F_I &= \frac{C_I}{C_I + C_{II} + C_{III}} \left[\frac{2000T_1}{d_{b1}b} + (C_{II} + 2C_{III})\Delta_0 \right]; \\
 F_{II} &= \frac{C_I}{C_I + C_{II} + C_{III}} \left[\frac{2000T_1}{d_{b1}b} + (C_{III} - C_I)\Delta_0 \right]; \\
 F_{III} &= \frac{C_I}{C_I + C_{II} + C_{III}} \left[\frac{2000T_1}{d_{b1}b} - (C_{II} + 2C_I)\Delta_0 \right].
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

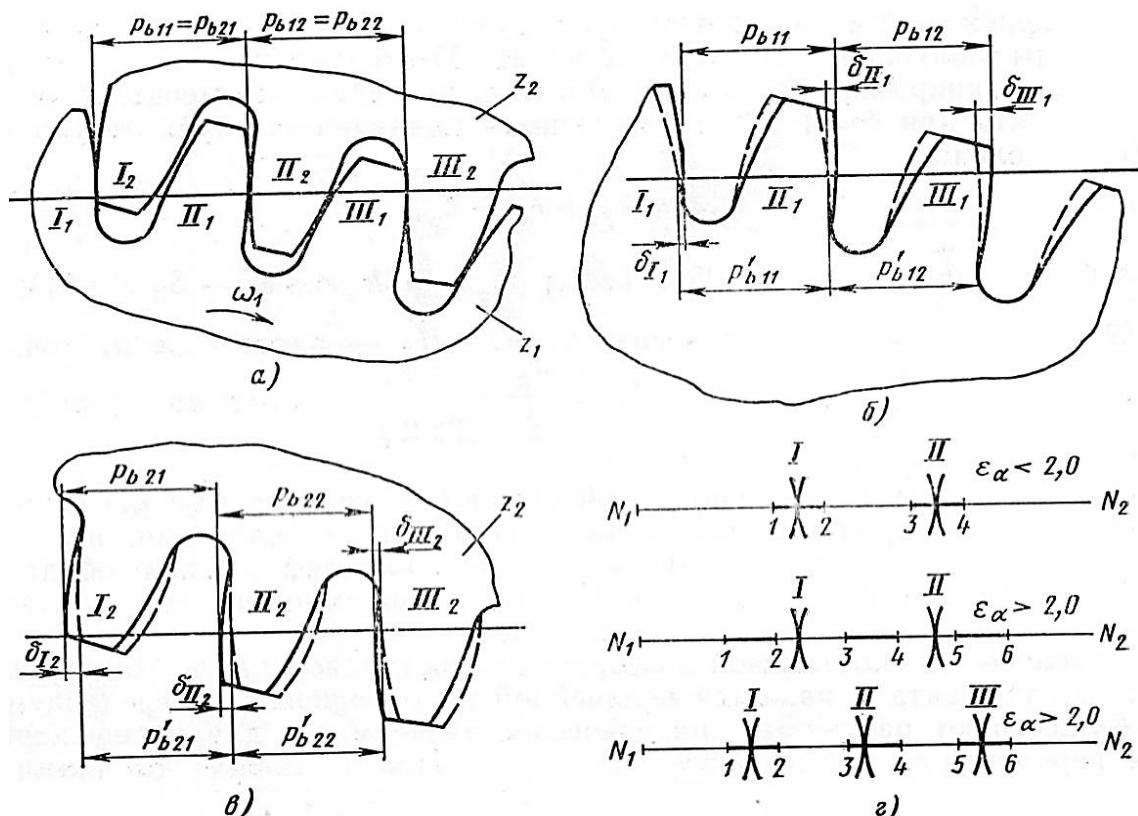


Рис. 3. Евольвентне зачеплення зубчастих коліс:

а) – при $\epsilon_\alpha > 2,0$; б) – деформація шестерні z_1 ; в) – деформація колеса z_2 ;

г) – схеми двопарного зачеплення при $\epsilon_\alpha < 2,0$ та $\epsilon_\alpha > 2,0$ і трьохпарного зачеплення при $\epsilon_\alpha > 2,0$

У розрахунках на міцність навантаження, що припадає на одну пару зубців в багатопарному контакті, враховується коефіцієнтом статистичного розподілу зусиль $K_a = F_j / F_b$, де F_j – навантаження, що передається j парою зубців і визначається з (1) або (5), Н/мм.

Динамічні навантаження в зачепленні евольвентних зубчастих коліс. Зачеплення зубчастих коліс у редукторах і трансмісіях спричиняють збурення динамічних навантажень і високочастотних вібрацій. На рис. 4 представлені динаміка і схеми руху зубців під час входу в зачеплення і виходу з нього [4; 5]. Найбільш небезпечним для роботи зубчастого вінця є крайовий контакт на вході в зачеплення 1, 2 і виході з нього 3, 4. Досвід свідчить, що в цих точках мають місце максимальні контактні напруження.

Динамічні навантаження під час входу в зачеплення і виходу з нього обчислюють окремо для точних і неточних під навантаженням зубчастих передач, причому передачі з $2,0 < \epsilon_\alpha < 3,0$ розглядаються тільки як точні під навантаженням, тому що в іншому випадку їх застосування недоцільне.

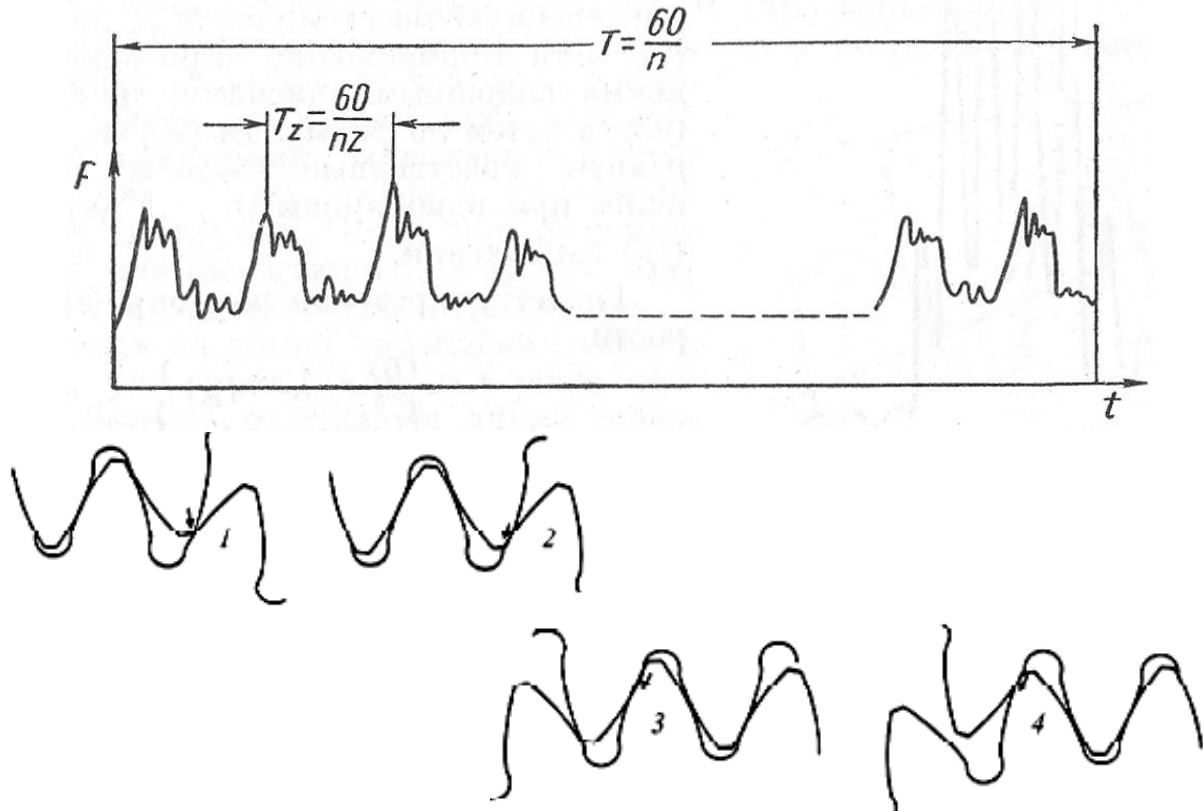


Рис. 4. Рух зубців у зачепленні:

1, 2 – під час входу в зачеплення; 3, 4 – під час виходу з зачеплення

Динамічний процес зачеплення розглядається з такими припущеннями [6; 7].

1. Похибки зачеплення зумовлюються тільки похибками основного кроку.

2. Кожне переспряження зубців розглядається як динамічно ізольоване явище з такими початковими умовами:

$$\delta_I(0) = \delta_I^{CT}; \quad \delta_{II}(0) = \delta_{II}^{CT}; \quad \delta_{III}(0) = \delta_{III}^{CT}; \quad \omega_1(0) = \omega_{1CP}; \quad \omega_2(0) = \omega_{2CP}, \quad (6)$$

де δ_I^{CT} , δ_{II}^{CT} , δ_{III}^{CT} – статичні деформації зубців; $\omega_{1,2}$ – кутові швидкості коліс, рад/с; $\omega_{1,2CP}$ – їх середні значення; I, II, III – індекси пар зубців, що перебувають у зачепленні, у послідовності, оберненій до входу в зачеплення.

3. Контакт зубців відбувається достатньо близько від лінії зачеплення, при цьому радіуси кривизни евольвент на ділянках переспряження не змінюються.

4. Жорсткість пари зубців у кожній фазі зачеплення є величиною постійною.

Динамічний процес у зачепленні можна описати такими рівняннями.

1. Диференційні рівняння руху зубчастих коліс в загальному випадку багатопарного контакту мають вигляд:

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} &= T_1 - F_I r_{I1} - F_{II} r_{II1} - \dots - F_j r_{j1}; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= -T_2 + F_I r_{I2} + F_{II} r_{II2} + \dots + F_j r_{j2}, \end{aligned} \quad (7)$$

де $J_{1,2}$ – моменти інерції коліс разом із жорстко пов'язаними з ними деталями, $H \cdot c^2 / m^2$; $T_{1,2}$ – величини крутних моментів на ведучому і веденому колесах відповідно, $H \cdot m$; F_j – зусилля в зачепленні j -ої пари зубців, Н/м; $r_{j1,2}$ – радіуси дії зусиль F_j , м.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

2. Рівняння сумісного руху зубчастих коліс без врахування впливу деформації обо-
да, опор і валів на переміщення точок контакту:

$$\omega_1 r_{j1} - \omega_2 r_{j2} = \frac{d\delta_j}{dt}. \quad (8)$$

При $\delta_j < 0$ відбувається зближення зубців; при $\delta_j > 0$ – пружна деформація.

3. Деформація пари зубців δ пропорційна прикладеній силі

$$F_j = \begin{cases} C_j \delta_j & \text{при } \delta_j > 0 \text{ (пружна деформація);} \\ 0 & \text{при } \delta_j < 0 \text{ (зазор).} \end{cases} \quad (9)$$

Характер динамічних навантажень залежить від співвідношення між періодом власних коливань T , періодом переспряження зубців T_z і часом T^* реалізації початкового періоду їх переспряження.

При $T < T^*$ відбувається загасання власних коливань до входження зубців у наступну фазу зачеплення. При цьому кожне переспряження можна розглядати як ізольований динамічний процес. До цього випадку можна віднести з деяким наближенням співвідношення $T^* < T \ll T_z$, що найбільш характерне для більшості зубчастих передач.

Частота і період власних коливань розраховуються за формулою:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{3\Sigma}}{M_{PP}}} 10^3, \quad (10)$$

де наведена маса коліс у вигляді дисків

$$M_{PP} = \frac{\pi \gamma_1 d_{b1}^2 u^2}{8 \cos^4 \alpha_w (\gamma_1 / \gamma_2 + u^2)}, \quad (11)$$

де $\gamma_{1,2}$ – питома густина матеріалів коліс, кг/м³; $c_{3\Sigma}$ – сумарна жорсткість зачеплення, Н/мм².

При цьому припускається, що:

а) у зачепленні перебувають N або $N-1$ пар зубців, де $N=2 \dots 3$ – найбільша кількість пар зубців у зачепленні для цього коефіцієнта торцевого перекриття ε_α ;

б) контакт відбувається по лінії зачеплення;

в) статичні навантаження на зубцях достатні для запобігання їх розтисканню.

При T , сумірному з часом фазового зачеплення, можна прийняти сумарну жорсткість $c_{3\Sigma}$ рівною сумі жорсткостей пар зубців, що беруть участь у цій фазі контакту. При великих швидкостях, коли період власних коливань може охопити декілька переспряжень, частота власних коливань визначається середньою жорсткістю зачеплення

$$c_{3\Sigma} = c_{CP\Sigma} = c_{N\Sigma} [\varepsilon_\alpha - (N-1)] + c_{(N-1)\Sigma} (N - \varepsilon_\alpha), \quad (12)$$

де $c_{N\Sigma}$ і $c_{(N-1)\Sigma}$ – сумарні жорсткості зачеплення в кожній з його двох фаз.

Під час контакту на вході в зачеплення (крайковий контакт) точність передачі характеризується параметром

$$\psi_{KP} = \frac{|\Delta_0|}{\delta_{KP\Sigma}}. \quad (13)$$

Деформація зубців, що йдуть попереду, для передач з $\varepsilon_\alpha < 2,0$ дорівнює

$$\delta_{KP\Sigma} = \frac{F_b}{c_3}, \quad (14)$$

а для передач, коли $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$, з урахуванням знаку похибки,

$$\delta_{KPS} = \left[F_b + \frac{|\Delta_0|(c_5 + c_3) - \Delta_0(c_5 - c_3)}{2} \right] \frac{1}{c_5 + c_3}, \quad (15)$$

де індекси 1, 2, ..., 5 відповідають точкам переспряження (рис. 3, з). Оскільки додатна величина Δ_0 збільшує δ_{KPS} , тому під час розрахунку динамічних навантажень приймають $\Delta_0 > 0$.

Під час контакту на виході з зачеплення (серединний контакт) на динамічне навантаження більший вплив справляє від'ємна величина похибки основних кроків $\Delta_0 < 0$, і тоді точність передачі визначається параметром

$$\psi_{CP} = \frac{|\Delta_0|}{\delta_{CP\Sigma}}, \quad (16)$$

де для передач з $\varepsilon_\alpha < 2,0$ $\delta_{CP\Sigma} = \frac{F_b}{c_4}$, а для передач з $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ $\delta_{CP\Sigma} = \frac{(F_b + |\Delta_0|)c_4}{c_4 + c_6}$.

$$\Delta_0 + \delta_{KPS} > 0. \quad (17)$$

Точні під навантаженням передачі характеризуються величиною $\psi_{CP} < 1$.

Динамічні навантаження на вході зубців у зачеплення виникають внаслідок крайкового удару спричиненого похибкою зачеплення (рис. 5) [8]

$$\Delta_0 + \delta_{KPS} > 0. \quad (18)$$

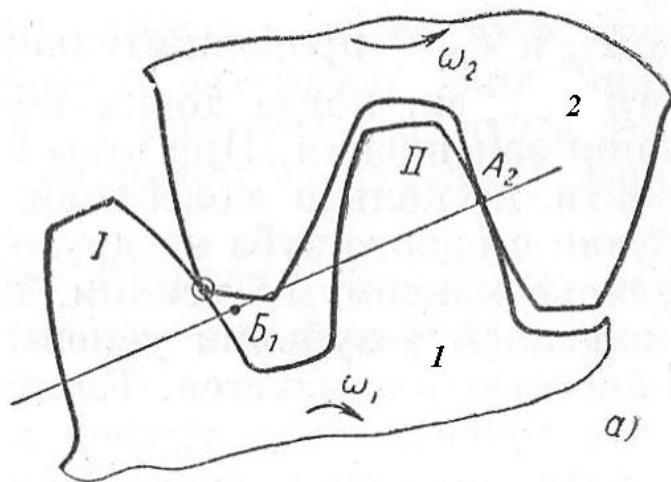


Рис. 5. Крайковий удар

У силових передачах зазвичай $\delta_{KPS} > |\Delta_0|$. Тому крайковий удар відбувається завжди і, чим більше Δ_0 , тим суттєвіше похибка при вході в зачеплення. В авіаційних високонапружених точних передачах похибки основних кроків у декілька разів менше деформації зубців, яка відіграє головну роль у динаміці передачі. Збільшення числа зубців, що перебувають у зачепленні, підвищує жорсткість зачеплення, знижує його похибку і зменшує динамічні навантаження. Для зменшення величини динамічних навантажень на вході в зачеплення профілі зубців піддають модифікації, параметри якої залежать від умов навантаження, точності виготовлення і параметрів зубчастої передачі.

Зважаючи на те, що під час крайкового контакту реалізується максимальне значення динамічного навантаження, залежність для максимальних коефіцієнтів динамічного навантаження має вигляд [7]:

$$K_{Fv_{KP}} = \left\{ \begin{array}{ll} 1 + \frac{c_1}{c_K} v_{KP} & \text{при } 0 \leq v_{KP} \leq 1; \\ \frac{c_1}{c_K} & \text{при } v_{KP} \geq 1, \end{array} \right\} \quad (19)$$

де $v_{KP} = 2/(\zeta_{KP} \beta_{KP})$; $\zeta_{KP} = \sqrt{c_{N\Sigma} / c_{3\Sigma}}$; $\beta_{KP} = 2\pi(T_{KP} / T)$;

$c_{N\Sigma}$ – сумарна жорсткість зачеплення під час крайкового контакту:

$c_{N\Sigma} = c_1 + c_3$ при $\varepsilon_\alpha < 2,0$ і $c_{N\Sigma} = c_1 + c_3 + c_5$ при $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$;

c_{KP} – сумарна жорсткість зачеплення у фазі, що передувала крайковому контакту:

для $1,0 < \varepsilon_\alpha < 2,0$ $c_{KP} = c_3$; для $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ $c_{KP} = c_3 + c_5$ (рис. 3, з).

Рисунок 6 ілюструє результати моделювання за допомогою методу скінчених елементів жорсткості зачеплення зубчастої пари з коефіцієнтом перекриття $\varepsilon < 2$ і високим коефіцієнтом перекриття $\varepsilon > 2$ з аналогічними параметрами профіля зубців. На резонансних режимах роботи зубчастої передачі динамічні навантаження зростають у 2÷4 рази, а робота передачі може супроводжуватись розмиканням зубців (рис. 6) [4; 8].

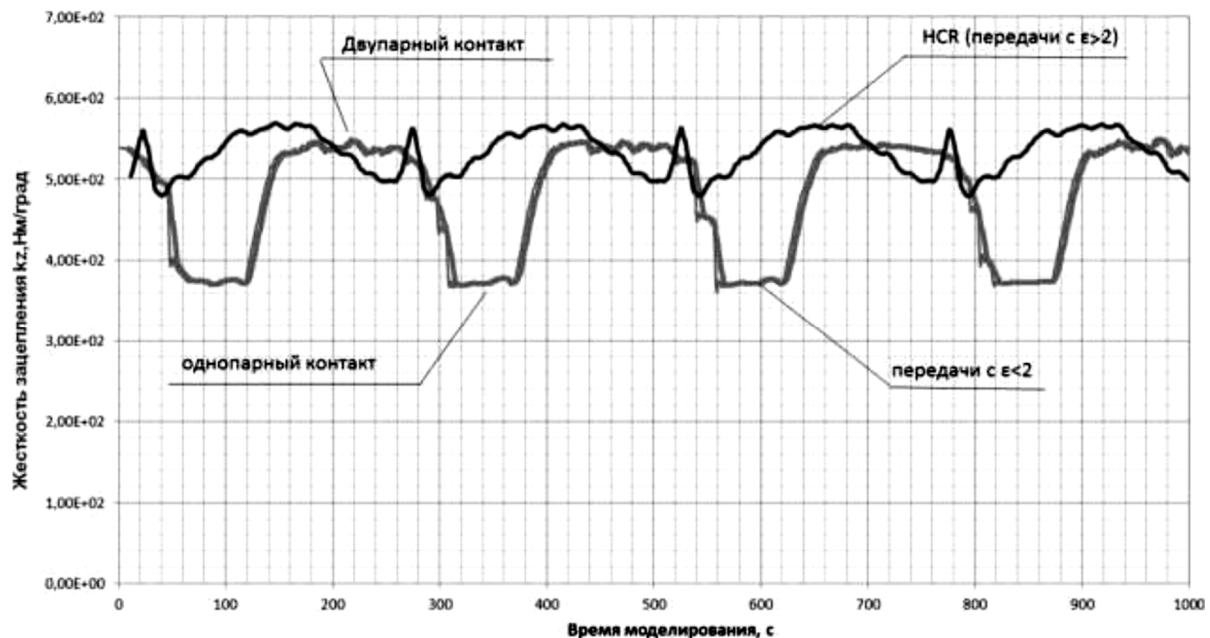


Рис. 6. Жорсткості зачеплення при різних коефіцієнтах перекриття

На рис. 7 [1] представлені залежності максимальних значень коефіцієнтів динамічного навантаження від $\varphi_{KP} = \arctg(1 / \beta_{KP})$ при різних значеннях коефіцієнтів торцевого перекриття ε_α .

Порівняння граничних коефіцієнтів динамічного навантаження свідчить про те, що в зубчастих передачах з $2,05 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ вони під час крайкового контакту вдвічі менші. Зауважимо, що гранична величина коефіцієнта динамічного навантаження при $v_{KP} > 1$ залежить від співвідношення жорсткостей c_1 / c_K .

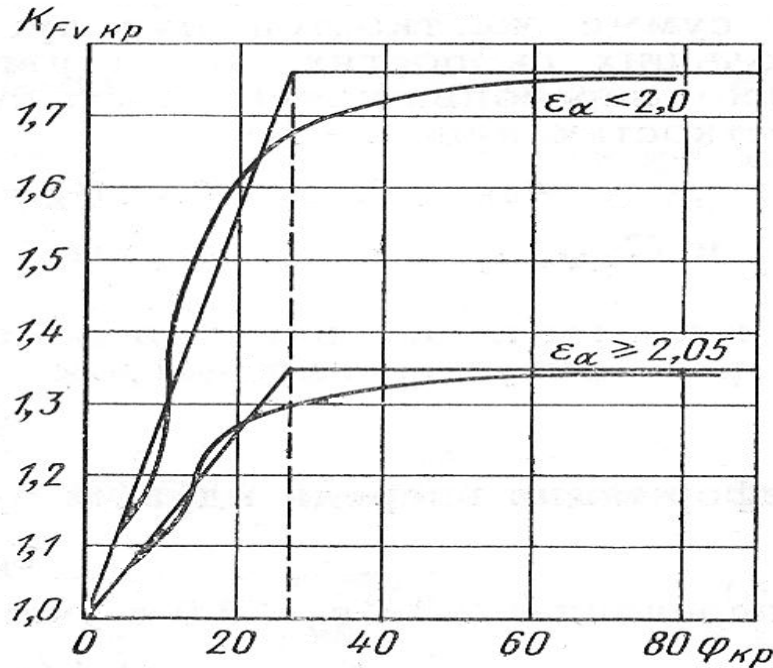


Рис. 7. Залежність коефіцієнта динамічного навантаження під час входу в зачеплення

При $\psi_{kp} > 1$ зубчаста передача є неточною під навантаженням і для визначення динамічних навантажень використовуються такі залежності:

$$K_{Fv_{kp}} = \begin{cases} 1 + (c_1/c_3 + \psi_{CP} - 1)v_{kp} & \text{при } 0 < v_{kp} < 1; \\ c_1/c_3 - \psi_{CP} & \text{при } v_{kp} \geq 1. \end{cases} \quad (20)$$

Коефіцієнт динамічного навантаження в інших точках контакту визначається з урахуванням зміни жорсткості пари зубців:

$$K_{Fv_{kpi}} = (c_i/c_1)K_{Fv_{kp}}. \quad (21)$$

У випадку крайкового удару в статично малонавантажених, ненавантажених і неточних передачах ($\psi_{CP} \gg 1$), коли $F_b \ll c_1\Delta_0$, динамічні навантаження визначаються так, як і при $F_b = 0$. При цьому максимальне значення динамічного навантаження становить:

$$F_D = c_1\Delta_0 K_{CM}, \quad (22)$$

де K_{CM} – коефіцієнт пом'якшення динамічного навантаження в основному демпфіруючим масляним шаром, для чого вводиться поправка на товщину масляної плівки $\Delta_M = 5 \text{ мкм}$ при $\Delta_0 > 10 \text{ мкм}$ і $\Delta_M = 0,5\Delta_0$ при $\Delta_0 < 10 \text{ мкм}$. Тоді

$$F_D = c_1(\Delta_0 - \Delta_M)K_{CM}.$$

Під час виходу зубців із зачеплення в точній під навантаженням передачі при $\psi_{CP} < 1$ відбувається перерозподіл навантаження з динамічним підсиленням; при $\psi_{CP} > 1$ відбувається серединний удар (рис. 8) [8].

Після виходу із зачеплення чергової пари зубців навантаження сприймають: у передачах з $\epsilon_\alpha < 2,0$ одна пара, а в передачах з $2,0 < \epsilon_\alpha < 3,0$ – дві пари зубців.

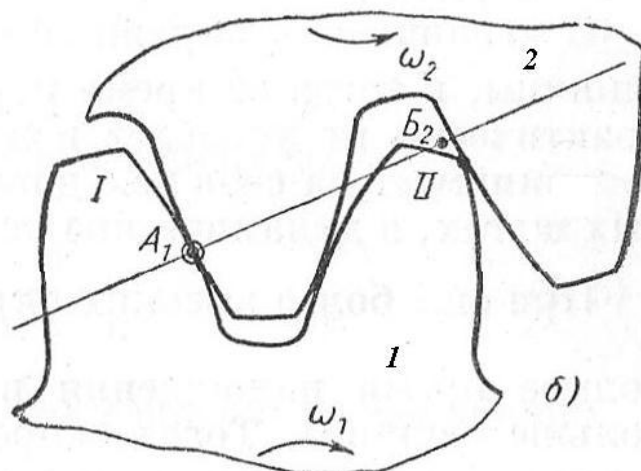


Рис. 8. Серединний удар

Авіаційна прямозуба зубчаста передача, складена з цементованих коліс, яка має найбільш типові параметри, що характеризують її колову швидкість, масштабний фактор, шорсткість поверхні, змащування, працює при контактних напруженнях, які не перевищують рівнів, вказаних на рис. 9 [1].

Такій передачі в межах контактної витривалості при $N_u = 5 \cdot 10^7$ циклів навантаження відповідають допустимі напруження $\sigma_{HP} = 1500 K_{HL}$, де коефіцієнт довговічності $K_{HL} = \sqrt[m]{5 \cdot 10^7 / N_u}$; тут N_u – кількість циклів зміни напружень на цьому режимі роботи. У першому наближенні при $N_u < 5 \cdot 10^7$ циклів показник степені $m = m_1 = 9 \dots 11$; при $N_u > 5 \cdot 10^7$ показник степені $m = m_2 \approx 20$.

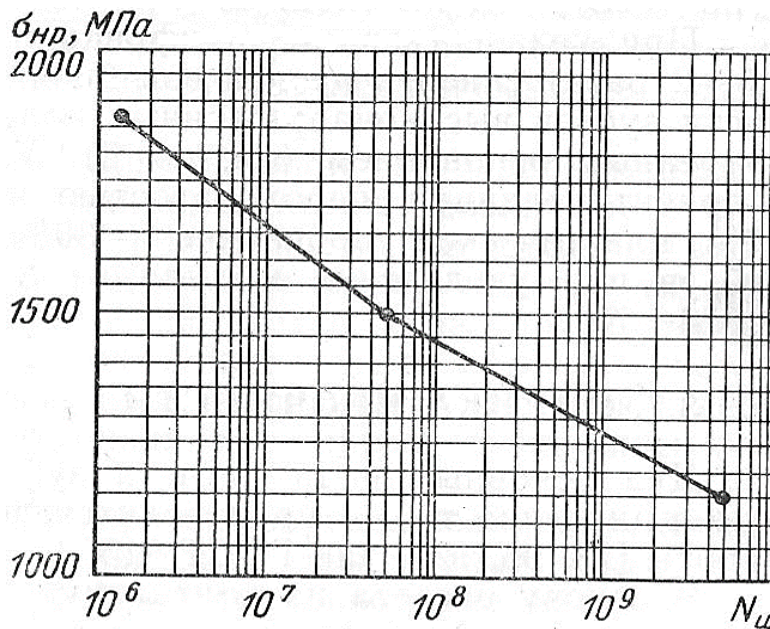


Рис. 9. Допустимий рівень контактних напружень для зубчастих передач зі сталі типу 12Х2Н4А-Ш

Проте для високоресурсних виробів у багатьох випадках приймають більший коефіцієнт безпеки по контактних напруженнях при $N_u > 5 \cdot 10^7$ циклів, знижуючи рівень допустимих напружень по умовній кривій витривалості з показником степені $m_2 < 20$, наприклад, $m_2 = 14$ [1].

На контактну міцність матеріалів зубчастих коліс впливають зміни умов експлуатації, колової швидкості, в'язкості мастила, теплової напруженості в зоні контакту, тому не можна результати, отримані в одних умовах, поширювати на інші. Рівень допустимих контактних напружень значно зростає зі збільшенням колової швидкості та зменшенням шорсткості поверхні та питомої швидкості ковзання. Якщо поверхні зубців коліс мають незначну шорсткість, то при інших рівних умовах допустимі контактні напруження у зубчастих передачах першої ступені редуктора будуть більше в 1,1 ... 1,2 рази напружень передач останньої ступені. В окремих випадках припустиме збільшення допустимих напружень, границею рівня цих напружень завжди є надійність проти заїдання [1].

Згідно з ГОСТ 21354-75 границя контактної витривалості поверхні зубців для прямозубих цементованих коліс при базовому числі циклів $N_{HO} = 1,2 \cdot 10^8$ складає $\sigma_{Hlimb} = 23HRC$, де HRC – у межах 58-63. Під час короткочасної дії максимального навантаження допустимі навантаження в 1,75 рази більше, ніж σ_{Hlimb} [1].

Основними факторами, що визначають границю витривалості під час деформації згину зубців, є механічні властивості матеріалу – твердість зміцненого шару і серцевини зуба, структура і величина зерна після термообробки, величина і характер розподілу залишкових напружень в основі зуба, вид і величина пластичного зміцнення поверхні, а також форма перехідної поверхні і її чистота, характеристика циклів навантаження. При цьому прийнято вважати, що напруження змінюються за пульсуючим (коефіцієнт асиметрії циклу $r = 0$) або симетричним циклом ($r = -1$). Насправді ж, по мірі переміщення контакту до основи зубців змінюється співвідношення між стискаючими і згинаючими напруженнями, у результаті чого зуб колеса працює при змінному коефіцієнті асиметрії циклу.

Для авіаційних зубчастих коліс зі сталі типу 12Х2Н4А-Ш з середніми найбільш типовими параметрами і нешліфованою перехідною кривою границя витривалості під час згину при $r = 0$ $\sigma_{Flimb}^0 = \beta\sigma_c^0$, де $\beta = 1,9...2,0$ – коефіцієнт зміцнення, а σ_c^0 – границя витривалості згину серцевини зуба. Однак між границею витривалості згину зуба і твердістю його поверхні існує більш тісний кореляційний зв'язок. Цим даним відповідає ГОСТ 21354-75, згідно з яким при базовій кількості циклів $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ границя згинної витривалості $\sigma_{Flimb}^0 = 950$ МПа.

Під час неякісного шліфування поверхні зуба можна в 1,5-2 рази знизити границю згинної витривалості. Тому перехідні поверхні зубців високонапружених коліс не шліфуються, а виготовляються з піднутреною основою. Збільшення чистоти перехідної поверхні з орієнтованою шорсткістю підвищує границю витривалості при згині до 10%, пластичне зміцнення – до 30 %. При збільшенні модуля зачеплення від 3 до 10 мм границя згинної витривалості знижується на 10 % (ГОСТ 21354-75).

Висновки відповідно до статті. Таким чином, у результаті огляду статичного розподілу навантаження в зоні двопарного зачеплення, динамічних навантажень у зачепленні евольвентних зубчастих коліс можна констатувати, що авіаційні зубчасті передачі є «точними під навантаженням». Для них характерний розподіл навантаження між спряженими парами зубців. Найбільш небезпечним для роботи зубчастого вінця є крайковий контакт на вході в зачеплення і виході з нього. Досвід свідчить, що в цих точках мають місце максимальні контактні напруження.

Характер динамічних навантажень залежить від співвідношення між періодом власних коливань, періодом переспряження зубців і часом реалізації початкового періоду їх переспряження.

В авіаційних високонапружених точних передачах похибки основних кроків у декілька разів менше деформації зубців, яка відіграє головну роль у динаміці передачі. Збільшення числа зубців, що перебувають у зачепленні, підвищує жорсткість зачеплення, знижує його

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

похибку і зменшує динамічні навантаження. Для зменшення величини динамічних навантажень на вході в зачеплення профілі зубців піддають модифікації, параметри якої залежать від умов навантаження, точності виготовлення і параметрів зубчастої передачі.

Порівняння граничних коефіцієнтів динамічного навантаження свідчить про те, що в зубчастих передачах із $2,05 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ вони під час крайкового контакту вдвічі менші. Після виходу з зачеплення чергової пари зубців навантаження сприймають: у передачах з $\varepsilon_\alpha < 2,0$ одна пара, а в передачах з $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$ – дві пари зубців.

Динамічні навантаження під час входу в зачеплення і виходу з нього обчислюють окремо для точних і неточних під навантаженням зубчастих передач, причому передачі з коефіцієнтом торцевого перекриття, що лежить у межах $2,0 < \varepsilon_\alpha < 3,0$, розглядаються тільки як точні під навантаженням, тому що в іншому випадку їх застосування недоцільне.

Список використаних джерел

1. *Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник* / под ред. Э. Б. Вулгакова. – М. : Машиностроение, 1982. – 375 с.
2. Шаповалов О. Конструкції, кінематичні схеми та технічні характеристики вертольотних редукторів / О. Шаповалов, Д. Колесник, О. Пилипенко // *Технічні науки та технології*. – 2018. – № 2 (12). – С. 34–48.
3. Шанявский А. А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях : монография / А. А. Шанявский. – Уфа, 2003. – 804 с.
4. Биргер И. А. Расчёты на прочность деталей машин. Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
5. Кобелева К. В. Обзор методов повышения долговечности авиационных зубчатых передач / К. В. Кобелева, В. Р. Туктамышев // *Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника*. – 2017. – № 50. – С. 128–138.
6. Петрусевиц А. И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колёсами / А. И. Петрусевиц, М. Д. Генкин, В. К. Гринкевич // *Известия АН СССР*. – 1956. – 134 с.
7. Шорр Б. Ф. К расчёту динамических нагрузок в зубьях прямозубых цилиндрических колёс / Б. Ф. Шорр // *Прочность и динамика авиационных двигателей*. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 127–162.
8. Калинин Д. В. Нелинейные колебания в планетарных редукторах с податливыми опорами центральных колёс / Д. В. Калинин // *Наука и Образование. МГТУ им. Н. Э. Баумана*. – 2016. – № 10. – С. 69–84.

References

1. Vulgakov, A. B. (Ed.) (1982). *Aviazionnye zubchatye peredachi i reduktory [Aviation gearing and reducers]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
2. Shapovalov O., Kolesnik D., Pilipenko O. (2018). Konstruktsii, kinematychni shemy ta tehnicni harakterystyky vertolotnyh reduktoriv [Structures, kinematic schemes and technical characteristics of helicopter reducers]. *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii – Technical sciences and technologies*, 2 (12), 34–48 [in Ukrainian].
3. Shaniavskii, A. A. (2003). *Bezopasnoe ustalostnoe razrushenie elementov aviakonstruktsij. Sinergetika v inzhenernykh prilozhenijah [Safe fatigue destruction of airconstruction elements. A synergetics is in engineering applications]*. Ufa [in Russian].
4. Birger, I. A., Shorr, B. Ph., Eosilevitch, G. B. (1979). *Raschety na prochnost detalej mashyn [Calculations on strength of mashine elements]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
5. Kobleleva, K. V., Tuktamyshhev, V. R. (2017). Obzor metodov povysheniya dolgovechnosti aviazionnyh zubchatykh peredach [Review of methods of increasing the longevity on aviation gear transmissions]. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaiia tekhnika – Vestnik PNIPU. Aerospace technique*, 50, 128–138 [in Russian].
6. Petrushevitch, A. I., Genkin, M. D., Grinkevitch, V. K. (1956). Dinamicheskie nagruzki v zubchatykh peredachah s prjamozubymi koljosami [Dynamic loads in gear with spur gear-wheels]. *Izvestiia AN SSSR – Knowl. AS USSR* [in Russian].

7. Shorr, B. Ph. (1969). *K raschjotu dinamicheskikh nagruzok v zubjah prjamozubnyh zylindricheskikh koljos* [To calculation of dynamical loads in teeth of the spur gears cylindrical wheels]. *Prochnost i dinamika aviatsionnykh dvigatelei – Strength and dynamics of airplane engines* (pp. 127–162). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

8. Kalinin, D. V. (2016). *Nelinejnye kolebanija v planetarnyh reduktorah s podatlivymi oporami zentralnyh koljos* [Nonlinear vibrations in planetary reducers with pliable bearings of the central wheels]. *Nauka i Obrazovanie. MHTU im. N. E. Bauman – Science and Education. MSTU nam. N.A. Bauman*, 10, 68–84 [in Russian].

UDC 629.735.45

Oleg Shapovalov, Denis Kolesnik, Oleg Pilipenko

LOAD CAPACITY OF GEARING OF HELICOPTER REDUCERS AND THEIR STRESS-STRAINED STATE

Urgency of the research. *For the reasonable increase of resource of helicopter reducing gears it is necessary to have present data on the load capacity of their gears on the basic operating of flight, results of stand tests, calculations on strength, endurance, stress-strained state etc. Received results it will be used in checking calculations, tests of counterparts of reducers on different criteria and preparation of conclusions about expediency of continuation resources of helicopters transmissions $\mu - 8$ and their modifications.*

Target Setting. *The exposure of possibility of increase of resource of gearing main, intermediate and tail reducing gears it is necessary to have data on their load capacity on the basic modes of flight, results of stand tests, calculations on durability, endurance, stress-strained state etc.*

Actual scientific researches and issues analysis. *In the before conducted works on estimation is given of load capacity and stress-strained state of gearing mainly for the onepair gearing of wheels.*

Uninvestigated parts of general matters defining. *The specific of work of gearing of helicopter reducing gears consists of account of real multipair gearing, typical for aviation transmissions.*

The research objective. *To consider present data on the static and dynamic loading in the zone of the multipair gearing.*

The statement of basic materials. *Considered load capacity of high-speed gear drives of reducing gears on flight and cruiser modes of exploitation, static allocation of loading between teeth in the zone of the multipair gearing, dynamic loading in gearng of gear-wheels.*

Conclusion in accordance with the article. *Most dangerous for work of toothed crown is an edge contact on engage in gearing and disengage from him, where maximal contact stresses take place.*

Keywords: *gearing; load capacity; static and dynamic loading; stress-strained state.*

Fig.: 9. References: 8.

Шаповалов Олег Леонідович – начальник відділу, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Shapovalov Oleg – Head of Department, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: ak1149cv@ukr.net

Колесник Денис Миколайович – начальник відділення, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Kolesnik Denis – Chief of Separation, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: denis1971@ukr.net

Пилипенко Олег Іванович – доктор технічних наук, професор, керівник секції основ конструювання машин кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14035, Україна), провідний науковий співробітник, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєнь та військової техніки Збройних сил України (вул. Стрілецька, 1, 14033, м. Чернігів, Україна).

Pilipenko Oleg – Doctor of Technical Sciences, Professor, leader of the Fundamental Machine Design section, the Welding Technology and Automatized Projecting of Building Structures Department, Chernihiv National University of Technology (95 Shevchenka Str., 14035 Chernihiv, Ukraine), leading scientific coworker, State Research Institute of Tests and Certification of Armaments and Military Technique of the Armed Forces of Ukraine (1 Striletska Str., 14033 Chernihiv, Ukraine).

E-mail: opilip@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-003-0590-0107>

Scopus Author ID: 16510833000

ResearcherID: G-2533-2016