

О.Г. ПРИЙМАКОВ, к. т. н, Харків, ХІ ВПС ім. І. Кожедуба

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ГНУЧКИХ КОЛІС СИЛОВИХ ХВИЛЬОВИХ ЗУБЧАСТИХ ТА ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

The design procedure of flexible wheels power wave gear and friction transmissions is stated with the disk generator of waves on static and fatigue durability which takes into account real operating conditions of wheels also it is based on technical momentical theories constructive – ortotropic environments

На сьогоднішній день хвильові зубчасті та фрикційні передачі в вітчизняній авіаційній техніці застосовуються ще мало, причому, в допоміжних механізмах та системах, але в авіації країн НАТО хвильові передачі чи не найпоширеніший вид авіаційних передач.

Причина цьому – маловивченість цього виду передач та упереджене ставлення до надійності та довговічності хвильових передач в нашій країні.

Перспективними, на думку автора, є впровадження силових три - хвильових передач в таких авіаційних системах: головних редукторах ВР – 24 (гелікоптер Мі – 24 та його модифікації), ВР – 26 (гелікоптер Мі – 26) та ВР – 8 (гелікоптер Мі – 8), які передають обертовий момент на несучий гвинт (замість планетарних передач); проміжних та хвостових редукторах трансмісії вертольотів (замість черв'ячних та кульково-гвинтових передач); редукторах ТВД – двигунів літаків ІЛ – 18, АН – 12 (АІ – 20), АН – 24, АН – 26 (АІ – 24); механізмах зміни геометрії крила літака

МІГ – 23 та всіх наступних моделей МІГ; механізмах перестановки стабілізатора в літаку СУ – 25 та його модифікаціях; механізмах випуску фари в літаку СУ – 24 та всіх наступних моделей СУ і т.і.

Так, наприклад, гелікоптер Мі-8 з планетарним головним редуктором має такі характеристики:

тип і кількість двигунів – 2 ГТД
потужність двигунів $N_{дв} - 2 \times 1100$ кВт
передавальне відношення $I_{ред} - 62,5$
маса редуктора, $m - 787$ кг

Зміна цього редуктора на хвильовий дозволяє, не знижуючи експлуатаційних характеристик, надійності та несучої здатності, зменшити масу до 65,5 кг і радіальні габарити в 3,5 рази.

Окрім авіаційної техніки, силові дво – та трихвильові передачі знаходять поширення в гірничо – видобувній промисловості, суднобудуванні, середньому та важкому машинобудуванні, транспортному та будівельно – дорожньому машинобудуванні; силові фрикційні передачі поширюються в сільськогосподарському та енергомашинобудуванні.

Гнучке зубчасте або фрикційне колесо є ланкою хвильової передачі (ХП), міцність якої впливає на надійність, довговічність та витривалість всієї передачі. Особливо це характерно для важко навантажених силових ХП з дисковими генераторами та метало полімерними гнучкими колесами (МГК), які працюють за дво – та трихвильовою схемою. Таке конструктивне вирішення силових ХП наведено в роботах [1 – 4]. Там же даються рекомендації по вибору матеріалів гнучких коліс (сталі типу 30 ХГСА або 40 ХН2МА), підкладних кілець (поліуретани та капролон В) та способів їх з'єднання (адгезійно – дифузійне з'єднання у поєднанні з механічним кріпленням). Досвід показує, що силові зубчасті та фрикційні ХП мають наступні параметри:

1. передатні числа $U = 30...450$;
2. обертові моменти на виході $T_{max} = 400...3000$ кНм;
для силових зубчастих ХП (ХЗП):
3. числа зубців гнучкого колеса $Z_r = 500...1000$;
4. модулі $m = 1,0 ... 3,0$ мм.

Їх конструктивні параметри такі:

5. діаметри гнучких коліс та підкладних кілець відповідно $D_r = 750 ... 2000$ мм; $D_n = 720 ... 1800$ мм;
6. довжини оболонок гнучкого колеса та підкладного кільця відповідно $l_r = 0,5 ... 0,6 D_r$; $l_n = 0,15 ... 0,02 D_n$;
7. товщини стінок $t_r = 0,01 ... 0,015 D_r$; $t_n = 0,015 ... 0,02 D_n$;
8. відношення товщин до модуля $t_{r/m} = 7,5... 9,0$; $t_n/m = 9,5 ... 11,5$.

Відомо, [5], що при роботі силових ХП осьове розподілене навантаження q_A складає не більше 10% від розподіленого радіального навантаження від кожного диску генератора q_G , тобто $q_A = 0,1q_G$ і дією q_A можна знехтувати (r).

Таким чином, напружено-деформований стан конструктивно-ортотропної оболонки МГК визначають три силових фактори: розподілене радіальне навантаження від конусного диску генератора q_G , розподілене тангенційне в хвильовому значенні q_t ; розподілене радіальне навантаження в хвильовому значенні q_r .

1. КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ХЗП ІЗ МГК

Проектована ХЗП із двошаровим МГК повинна бути працездатною протягом заданого ресурсу, повинна знижувати рівень шуму і вібрації працюючої передачі, не знижуючи при цьому загальної працездатності під навантаженням. Працездатність ХЗП і МГК визначається рядом критеріїв.

Основним проектувальним параметром таких передач є діаметр ділильного кола двошарового гнучкого колеса d_r . На практиці один із критеріїв беруть за основний, а по інших ведуть перевіірочні розрахунки, тому що практично неможливо створити розрахункову схему з урахуванням усіх критеріїв працездатності.

Найважливішими критеріями працездатності ХЗП із МГК у силових ланцюгах є: міцність двошарового гнучкого колеса, зносостійкість бічних поверхонь зубів, твердість ланок, ресурс підшипників генератора хвиль, витривалість МГК, теплостійкість і розмірна стабільність полімерного шару, міцність адгезійно-дифузійного з'єднання шарів, вібростійкість.

В оболонці гнучкого колеса, що складається з металевого і полімерного шарів, діють нормальні і дотичні напруження, що виникають від пружної деформації оболонки і дії моменту, що крутить. Наявність на зовнішній поверхні металевого шару зубчастого вінця викликає концентрацію напруг у западинах зубів. Усі діючі в двошаровому гнучкому колесі напруги є змінними, тому довговічність його визначається в більшості реальних конструкцій втомною міцністю металеві оболонки МГК.

Аналіз причин виходу з ладу ХЗП із МГК показує, що в зоні передатних відношень $i = 100$ міцність двошарового гнучкого колеса є визначальним критерієм працездатності, а при $i = 120$ основним критерієм працездатності є ресурс підшипників генератора хвиль.

За даними НДІ Редуктор (м. Київ) [1] потреба народного господарства України в хвильових редукторах і мотор-редукторах підкоряється закону нормального розподілу К.Гаусса, причому пік потреби приходить на діапазони передатних відносин $i = 31 \dots 40$. Виходячи з цього, прийнято основним критерієм працездатності вважати міцність МГК. Інші критерії повинні враховуватися в залежності від умов роботи ХЗП.

1.1. Проектувальний розрахунок по напругах зминання на робочих поверхнях зубів

Проектувальний розрахунок полягає в попередньому визначенні розмірів МГК: діаметра ділильного кола, а також довжини оболонки, товщини металевого і полімерного шарів, ширини зубчастого вінця і т.і.

Проектувальний розрахунок [1 – 4] звичайно ведуть по напругах зминання на робочих поверхнях зубів, у зв'язку з тим, що питомий тиск на зубах, в основному, залежить від конструктивних параметрів МГК.

Умова несучої здатності робочих поверхонь зубів:

$$p = \frac{Qk_{np}}{\sum F} \leq [p], \quad (1)$$

де p – максимальний питомий тиск на робочих поверхнях зубів,

Q – нормальна до поверхні зубів сила:

$$Q = \frac{2M}{d_r \cos \alpha_w}, \quad (2)$$

ΣF - сумарна площа контакту, рівновелика тій, котра була б при зачепленні зубів на половину заходу.

Величина ΣF за даними [4] визначається в такий спосіб:

$$\Sigma F = 0,5 k_\varepsilon z_{ж} \cdot b h_d, \quad (3)$$

У формулі (3) k_ε - коефіцієнт багатопарності зачеплення, дорівнює відношенню сумарного числа зубів, що знаходяться в зачепленні, до числа зубів жорсткого колеса:

$$k_\varepsilon = \frac{z_\Sigma}{z_{ж}}, \quad (4)$$

обумовлений залежністю:

$$k_\varepsilon = 0,45 k_{m\varepsilon} k_{z\varepsilon} k_{h\varepsilon} k_{b\varepsilon} k_{j1\varepsilon}, \quad (5)$$

де $k_{m\varepsilon} = 0,8 + 0,2 \sqrt{\frac{M_T}{M_{ном}}}$ - коефіцієнт, що враховує вплив на багатопарність зубів, що зачіпаються, величини переданого моменту. На практиці, у проектувальному розрахунку приймають $k_{m\varepsilon} = 1$;

$k_{z\varepsilon}$ - коефіцієнт, що враховує тип генератора (для дискового генератора $k_{z\varepsilon} = 0,9$; для кулачкового - $k_{z\varepsilon} = 1$);

$k_{h\varepsilon} = \sqrt{\frac{\Psi_{h1}}{0,01}}$ - коефіцієнт, що враховує вплив товщини зовнішньої металевої оболонки;

$k_{b\varepsilon} = \sqrt{\frac{\Psi_b}{0,15}}$ - коефіцієнт, що враховує вплив ширини зубчастого вінця; (при $k_{b\varepsilon} > 1,2$ варто приймати значення $k_{b\varepsilon} = 1,2$);

$k_{j1\varepsilon} = \sqrt{\frac{0,1}{k_{j1} + 0,09}}$ - коефіцієнт, що враховує вплив бічного зазору; при $k_{j1\varepsilon} \leq 0,02$ варто приймати значення $k_{j1\varepsilon} = 1$. Тут j_1 - вихідний бічний зазор між зубами гнучкого і жорсткого коліс, вимірюваний у вершині хвилі деформації з врахуванням початкової радіальної деформації W_o , що задається генератором.

Робочі значення зазору $j_1 = (0,02 \dots 0,1)$, а $k_{i1} = \frac{j_1}{m}$ (m - модуль зачеплення).

Робочі значення коефіцієнта k_ε для трихвильових передач знаходяться в діапазоні $k_\varepsilon = 0,4 \dots 0,65$.

У формулі (3) b - ширина зубчастого вінця. У силових трихвильових передачах типу Г-Ж-Н із гнучким колесом у виді труби чи склянки приймають $b = (0,19 \dots 0,24)L$.

З метою зменшення питомого тиску на робочих поверхнях зубів доцільно ширину зубчастого вінця збільшувати, але при цьому необхідно перевірити, чи не перевищує ширина зубчастого вінця граничного значення:

$$b_{np} = \frac{L}{1,1 + 10 \frac{W_0}{m} \sin \alpha_w} \left(\frac{0,1m}{j_1} \right), \quad (6)$$

У залежності (1) k_{np} - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по зубцях, що обумовлюється перекосами зубів в осьовій площині внаслідок просторового деформування оболонки МГК.

$$k_{np} = \frac{P_{max}}{P_{cp}} = \Theta_b \Theta_z \Theta_N, \quad (7)$$

де Θ_b - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубів:

$$\Theta_b = \frac{2\Theta_{np}}{1 + \Theta_{np}}, \quad (8)$$

$$\Theta_{np} = \frac{P_{max}}{P_{min}} = k_{гн} \frac{0,015}{\Psi_{h_1}} \left(\frac{\Psi_b}{k_{j_1} + 0,07} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (9)$$

Тут $k_{гн}$ – коефіцієнт, що враховує вплив конструкції генератора на рівномірність розподілу навантаження по довжині зубів ($k_{гн} = 1,1$ для дискового генератора, $k_{гн} = 1$ – для кулачкового).

Для зачеплень, що мають $j_1 < 0,02m$, розрахунок Θ_{np} можна робити як при $j_1 = 0,02m$.

Θ_z - коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження між зубами на одній хвилі, варто приймати $\Theta_z = 1,5 \dots 1,9$.

Θ_N - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по хвилях, варто приймати $\Theta_N = 1,1 \dots 1,2$.

Крім того, у залежності (1) $[p]$ питомий тиск, що допускається. На підставі експериментальних даних, отриманих у МВТУ, НТУ “ХПІ”, НАКУ “ХАІ” ім. М.Є.Жуковського, пропонується наступна формула для визначення $[p]$:

$$p \equiv p_a \left(\frac{5000}{T} \right)^{0,2} k_i k_r, \quad (10)$$

де $[p]_6 = 22 \dots 27$ МПа – базовий питомий тиск, що допускається, для сталевих поліпшених до HRC 28 ... 32 коліс, що працюють зі змащенням при довговічності передачі $T = 5000$ годин;

T – довговічність передачі; k_i – коефіцієнт, що враховує вплив передатного відношення. При $80 \leq i \leq 120$ $k_i = \left(\frac{i}{100} \right)^{\frac{3}{2}}$; якщо $i = 30 \dots 80$ приймаємо k_i , як при $i = 80$, а при $i > 120$ $k_i = 1$; k_r – коефіцієнт, що враховує вплив типу генератора ($k_r = 0,8$ для дискового трихвильового генератора, $k_r = 1$ – для кулачкового).

У табл. 1 приведені значення питомих тисків, що допускаються, для зовнішніх сталевих коліс з HRC 28 ... 32, які працюють зі змащенням, з дисковим генератором, в залежності від довговічності T .

Таблиця 1

T, ч	10	100	200	500	1000	2000	3000	4000	5000	8000
------	----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------	------

p, МПа	87	55	41,2	39,8	34,9	29,8	27,3	25,7	24,8	24,8
-----------	----	----	------	------	------	------	------	------	------	------

Для сталевих, поліпшених до HRC 28 ... 32, зовнішніх оболонок гнучких коліс, що працюють без змащення чи у вакуумі, $[p] \approx 80$ МПа.

Після відповідних підстановок отриманих значень у (1), і, розв'язуючи відносно d_Γ , одержуємо значення діаметра ділильного кола гнучкого колеса:

$$d_\Gamma = \sqrt[3]{\frac{3M_\Gamma k_{np}}{k_\varepsilon \Psi_b [p]}}, \quad (11)$$

де Ψ_b - відносна ширина зубчастого вінця, $\Psi_b = \frac{b_\Gamma}{d_\Gamma} = 0,18 \dots 0,22$.

Розмірність M_Γ – у Нм, $[p]$ – у МПа.

Для оцінюючих розрахунків ХЗП із МГК можна застосовувати спрощену залежність:

$$d_\Gamma = \sqrt[3]{\frac{100M_\Gamma}{[p]}}, \quad (12)$$

Формула (12) отримана при середніх значеннях $k_{np} = 2,6$; $k_\varepsilon = 0,4$; $\Psi_b = 0,2$.

Визначивши діаметр ділильного кола, знаходять модуль зачеплення $m = \frac{d_\Gamma}{z_\Gamma}$ і округляють його до найближчого стандартного значення по ДСТУ 310 – 95.

Діаметр ділильного кола жорсткого колеса $d_{ж} = m z_{ж}$. Розміри металевих гнучкого колеса зручніше за все задавати в частках діаметра ділильного кола, тобто у відносних одиницях.

За критерієм міцності раціональні конструктивні параметри зовнішньої металеві оболонки гнучкого колеса:

а) відносна товщина металеві оболонки, обмірювана в западинах зубів зубчастого вінця: $\Psi_{h'} = \frac{h_1}{d_\Gamma} = 0,011 \dots 0,012$;

б) відносна товщина гладкої частини зовнішньої оболонки:

$$\Psi_{h_1} = (0,8 \dots 0,9) \Psi_{h'}$$

в) оптимальна довжина МГК зі шліцами, мм:

$$L_{opt ш} = \frac{W_0}{0,0056}, \text{ але не менш } 0,5d_\Gamma; \quad (13)$$

г) довжина МГК у виді склянки:

$$L_{opt ст} = 1,3 L_{opt ш},$$

тобто з погляду металоємності і трудомісткості більш раціональна форма МГК у виді труби (циліндра) з шліцами чи бічним кріпленням з можливістю осевого зсуву.

д) відносна довжина гнучкого колеса:

$$\Psi_L = \frac{L}{L_{omm}}; \quad (14)$$

е) діаметр внутрішньої поверхні металевої оболонки або діаметр поверхні розділу металевого і полімерного шарів:

$$D_{вн} = D_{п} \approx d_{fr} - 2 h_1; \quad (15)$$

ж) радіуси перехідних поверхонь до і після зубчастого вінця

$$R_1 \approx (10...20) m;$$

з) ширина ділянки під шліци чи під кріпильні болти $b_1 = (0,3...0,5)b$;

і) ширина гладкого колеса перед зубчастим вінцем для зменшення концентрації напруг: $a = (0,04...0,06) d_{Г}$

З погляду критерію жорсткості ланок товщину металевої оболонки і ширину вінця варто приймати гранично можливими, а довжину – мінімальною, що рекомендується по критерію міцності.

Реальні вимоги до конструкції не завжди дозволяють вибрати раціональні конструктивні параметри. У такому випадку приймаються необхідні параметри, але уточнюється навантажувальна здатність передачі.

Для герметичних хвильових передач товщина гладкої частини оболонки h повинна бути найменшою, як це впливає з технології виготовлення й умов стійкості через перепад тисків. Рекомендується приймати $h = (0,003...0,005) d_{Г}$, а довжина гнучкого елемента $2L = (2,0...2,5)d_{Г}$.

У практичних розрахунках необхідно знати номінальний момент ХЗП із МГК.

Номінальний момент T_n – це розрахунковий момент, що крутить, при якому ресурс ХЗП із заданими параметрами не менш 5000 годин [4]:

$$T_n = 65,0 \cdot (2,5 - d_{Г}) d_{Г}^3 i^{2/3} \Psi_L^{1/\Psi_L}, \quad [Нм], \quad (16)$$

1.2 Перевірочний розрахунок ресурсу підшипників генератора хвиль
Перевірка ресурсу підшипників генератора хвиль здійснюється по традиційній залежності:

$$C_{рас} > C, \quad (17)$$

де $C_{рас}$ – розрахункова динамічна вантажопідйомність, C – питома динамічна вантажопідйомність підшипника. Для гнучких та стандартних підшипників дискових генераторів величина $C_{рас}$ є довідковим матеріалом.

Питома динамічна вантажопідйомність:

$$C = L^{1/p} \cdot Q, \quad (18)$$

де $L = 60 n L_h/10^6$ – розрахунковий ресурс у мільйонах обертів, n – частота обертання генератора, $хв^{-1}$, причому для дискового генератора частота n дорівнює частоті обертання диска n_d .

Частота обертання диска:

$$n_d = n \left(1 + \frac{2e}{D_d} \right), \quad (19)$$

де e – ексцентриситет, D_d – діаметр диска.

У формулі (18) L_h – ресурс підшипника трихвильового генератора; p – показник ступеня, рівний для шарикопідшипників 3, для роликотрихвильових

10/3. Q – приведенне навантаження на підшипник, приблизно визначається зі співвідношення:

$$Q = R_1 \cdot k_6 \cdot k_T, \quad (20)$$

де R_1 визначається для дискового генератора як

$$R_{1д} = 0,45 \frac{M_r}{d_{ж}}, \quad (21)$$

а для кулачкового:

$$R_{1к} = 0,9 \frac{M_r}{d_{ж}}, \quad (22)$$

k_T – температурний коефіцієнт, що вводиться для МГК при температурах $t > 90^{\circ} \text{C}$, див. табл. 2;

Таблиця 2

$t, ^{\circ}\text{C}$	$90^{\circ} - 115^{\circ}$	$115^{\circ} - 125^{\circ}$	понад 125°
k_T	1,05	1,15	1,25

k_6 – коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження, $k_6 = 1,3 \div 1,5$.

Список літератури: 1. *Приймаков А.Г., Рудницький В.И.* Напряженно-деформированное состояние и усталостная прочность силовых трехволновых передач с металлополимерными гибкими колесами. – Вестник машиностроения, 1984, №6. – с.25 – 27. 2. *Приймаков А.Г.* Температурные и усадочные деформации двухслойных гибких колес волновых передач. – Вестник Харьковского политехнического института. Машиностроение, 1982. –с.64 – 66. 3. *Приймаков А.Г.* Расчет деформаций двухслойных гибких колес с применением ЭВМ. – Вестник Харьковского политехнического института. Машиностроение, 1983. –с.87 – 88. 4. *Приймаков А.Г.* Расчет деформированного состояния полимерного слоя гибкого металлополимерного колеса волновой передачи. / В кн.: Расчет механизмов и машин.– Ростов-на-Дону, 1983. –с.45 – 50. 5. *Рудницький В.И., Приймаков А.Г.* Определение приведенного модуля упругости двухслойного металлополимерного гибкого колеса волновой зубчатой передачи. – Динамика и прочность машин, 1984, №32. –с.49 – 52.