

Определение изнашивания вала генератора волн силовой волновой передачи

Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Янчик А.Г.

Статья посвящена определению износа генератора волн силовой передачи на этапе проектирования и в процессе эксплуатации. Показано, как износ влияет на работоспособность силовых механизмов при различных законах распределения удельной нагрузки по длине рабочей поверхности дисков генератора волн.

Ключевые слова: вал генератора волн, силовые волновые механизмы, удельная нагрузка на вал генератора волн, диски генератора волн

Determination of wear of the shaft of generator wave of power wave transmission

Pryimakov A.H., Hradyskiy, Y.A., Yanchyk A.H.

The article is devoted to the determination of wear of power transmission wave generator in the design phase and during operation. It is shown how the wear affects efficiency of lift mechanisms for different types of distribution of the specific load over the length of the working surface of the discs of wave generator.

Key words: wave generator shaft, power /wave mechanism, unit load on the wave generator shaft, wave generator disks.

УДК 621.833.031

О.Г. Приймаков¹, Ю.О. Градиський², О.Г. Янчик³¹ Національний університет цивільного захисту України, Харків² Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка, Харків³ Центральний науково-дослідний інститут Збройних Сил України, Київ**РОЗМІРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ СИЛОВИХ ТРИХВИЛЬОВИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ**

У статті на основі аналізу специфіки функціонування хвильової передачі під навантаженням виявлена вихідна (замикаюча) ланка сукупності основних ланок у площині хвильового зачеплення (генератор - хвильове зачеплення). Отримані залежності для розрахунків складових його елементів, граничних значень і допуску. Визначено радіальне осідання полімерного шару гнучкого колеса під навантаженням.

Ключові слова: хвильова зубчаста передача, хвильове зачеплення, розмірно-функціональний аналіз, бічний зазор у зачепленні, розрахунки бічного зазору, осадка полімерного шару.

Постановка проблеми

Силові трихвильові зубчасті передачі (СХЗП) з металополімерними гнучкими колесами (МГК) – сучасна тенденція у вітчизняному і світовому машинобудуванні [1-8]. При цьому розмірно-функціональний аналіз СХЗП і їх масогабаритних параметрів, необхідної точності їх виготовлення дозволяє мінімізувати собівартість машинобудівних виробів [5-8]. Звідси – актуальність і практична доцільність даної науково-технічної проблеми. Запропонована методика знайшла своє використання при розробці обладнання у спеціальному машинобудуванні: робототехніка (привод шарніра маніпулятора), ракетобудування (привод механізмів ракет та інших систем при наявності стисненого газу), при виготовленні спеціального інструменту (гайковерт, високомоментний та швидкісний ключ), при проектуванні та виробництві військової техніки (виконавчі механізми, механізми наведення, слідкуючі системи), а також в приводних системах літальних апаратів (привод хвостового гвинта гелікоптера).

**Аналіз останніх досліджень
і публікацій**

З літератури відомі лише роботи авторів цієї статті, присвячені подібному аналізу для двоххвильових передач. Для трихвильових силових передач розмірно-функціональний аналіз виконується вперше.

Формулювання мети статті

Виявлення замикаючої ланки в сукупності основних ланок у площині генератора хвиль і розрахунки необхідної точності хвильового зачеплення за допомогою швидкісної кінозйомки.

Виклад основного матеріалу

Важливим етапом проектування основних несучих ланок передавальних механізмів є розмірно-функціональний аналіз [1, 2]. Він дозволяє на стадії розробки оцінити раціональність прийнятої конструкції і призначити функціонально необхідну точність основних ланок ХЗП. Це в свою чергу мінімізує

собівартість виготовлення цих ланок і виробу в цілому. При складанні розмірного ланцюга розглянутих ланок відповідальним елементом є виявлення вихідної (замикаючої) ланки. Її величина і граничні розміри (допуск розміру) практично визначають необхідну точність виготовлення всіх складових ланок і собівартість їх виготовлення.

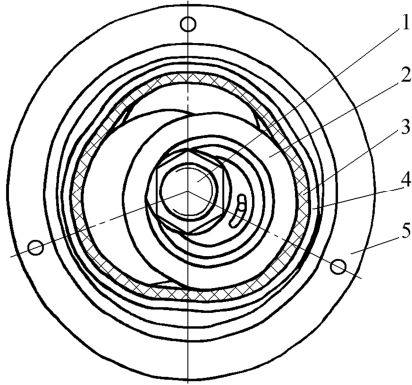


Рис. 1. Загальний вигляд трихвильової зубчастої передачі з металополімерним гнучким колесом:

- 1 - вал генератора; 2 - диск генератора;
3 - полімерне кільце; 4 - металевий зубчастий вінець;
5 - жорстке колесо

На рис. 1 представлений загальний вигляд силовий трихвильової зубчастої передачі з металополімерним гнучким колесом, яка служить об'єктом дослідження.

Для експериментального регулювання величини ексцентриситету e і, отже, початкової радіальної деформації W_0 доцільно [6-8] використовувати регульований тридисковий генератор хвиль (напівпримусова деформація), конструкція якого представлена на рис. 2, а конструкція дослідного силового трихвильового зубчастого редуктора з МГК представлена на рис. 3. Виконання швидкісної кінозйомки трихвильового зачеплення забезпечувало спеціальне віконце, виконане з органічного скла.

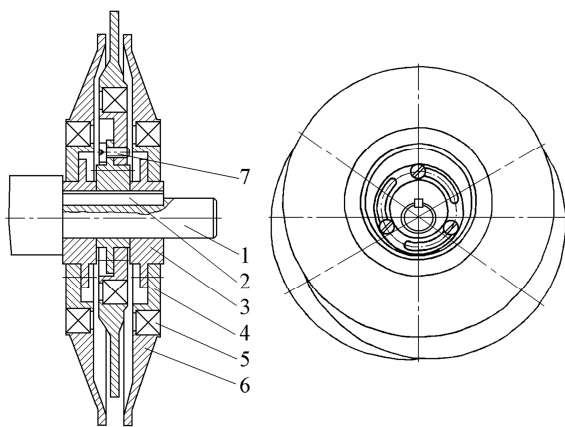


Рис. 2. Регульований трихвильовий дисковий генератор:

- 1 – ексцентриковий вхідний вал; 2 – шпонка; 3 – ексцентрик;
4 – обойма; 5 – спеціальний підшипник кочення;
6 – зовнішній диск; 7 – регульувальний гвинт

При експериментальних стендових дослідженнях основних характеристик ряду високомоментних ХЗП за допомогою швидкісної кінозйомки [3] нами було встановлено наступне. В початковий момент роботи ХЗП під навантаженням, у зв'язку з овалоподібною формою генератора хвиль (ГВ), що деформує гнучке зубчасте колесо (МГЗК), зуби останнього входять в зуби жорсткого зубчастого колеса (ЖЗК) в районі великої півосі (рис. 1) і починають передавати обертаючий момент 20-25% парами зубів. Потім протягом трьох-чотирьох хвилин за рахунок депланації МГЗК число пар зубів збільшується до 42-45% від всієї їх кількості. Тобто, в початковий момент роботи частина пара зубів МГЗК, що лімітує ХЗП по міцності, працюють у тяжких умовах, що повинно враховуватися при їх розробці. Це може призвести до тріщиноутворення через великі згинні напруження у западинах зубів ГЗК, а також до великих контактних напружень на їх робочих поверхнях. Необхідно відзначити, що кінематика хвильового зачеплення (ХЗ) відмінна від нехвильового, тому що вона характеризується не перекошуванням зубів із ковзанням, а послідовним входом і виходом зубів МГЗК в (з) зубів ЖЗК (після їх контакту).

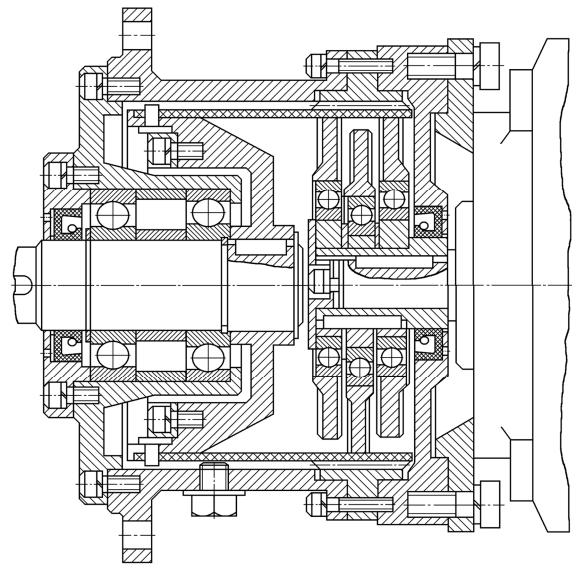


Рис. 3. Дослідний силовий трихвильовий зубчастий редуктор з МГК

Таким чином, для виключення тріщиноутворення в западинах і пластичного деформування ХЗ необхідно мінімізувати бічний зазор у ВЗ і тим самим час його вибору з метою забезпечення максимального числа одночасно контактуючих пар зубів, що передають навантаження.

Очікуваний бічний зазор після складання ХЗП j_{on} , обумовлений як

$$j_{on} = \omega_{\Delta} \sin \alpha, \quad (1)$$

де ω_{Δ} - дійсна радіальна деформація МГЗК; α - кут профілю вихідного контуру зубів.

При розмірному аналізі в площині ГХ-ХЗ в якості вихідної (замикаючої) ланки буде параметр j_{on} , а для лінійного розмірного ланцюга відповідно – величина ω_{Δ} (1).

З викладеного випливає, що величина j_{on} повинна бути мінімально можливою після складання ХЗП, що забезпечує нормальне функціонування ХЗ. Мінімальний очікуваний бічний зазор $j_{min on}$ включає в себе наступні складові елементи:

$$j_{min on} = j_{nm} + j_{ncm} + j_{nec} + j_{no1}, \quad (2)$$

де j_{nm} - складова $j_{min on}$, що компенсує температурну деформацію зубчастих вінців МГЗК, і ЖЗК, що виключає інтерференцію головок зубів при вході у ХЗ; j_{ncm} - складова $j_{min on}$, що забезпечує розміщення масляної плівки у ХЗ, рекомендована як в [4]; j_{nec} - складова $j_{min on}$, що компенсує погрешності виготовлення і складання ланок ХЗП у площині ГХ-ХЗ; j_{no1} - складова $j_{min on}$, що компенсує радіальну деформацію і перекис утворюючої МГЗК при складанні ХЗП.

$$j_{nm} = \omega_e [\alpha_{p1}(t_1 - 20^\circ C) - \alpha_{p2}(t_2 - 20^\circ C) 2 \sin \alpha], \quad (3)$$

де ω_e - прийнята радіальна деформація МГЗК; α_{p1} і α_{p2} - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів МГЗК, ЖЗК і корпусу ВЗП; t_1 і t_2 - граничні температури нагрівання МГЗК, ЖЗК і корпусу ХЗП;

$$j_{ncm} = (0,005...0,01) m \text{ (мм)},$$

де m - модуль ХЗ;

$$j_{nec} = \sqrt{2(f_{pb})^2 + 2(f_{\beta})^2 + (f_x \sin \alpha)^2 + (f_y \cos \alpha)^2}, \quad (4)$$

де f_{pb} і f_{β} - верхнє граничне відхилення основного кроку ХЗ і допуск на напрямок зубів на МГЗК і ЖЗК, прийняті за ГОСТ 1643-81; f_x і f_y - допуски на непаралельність і перекис осей, сполучних ГЗК-ЖЗК при складанні ХЗП, прийняті за ГОСТ 1643-81.

$$j_{no1} = \Delta \omega'_e \sin \alpha + (f_{xq} \cos \alpha), \quad (5)$$

де $\Delta \omega'_e$ - верхнє граничне відхилення прийнятої радіальної деформації МГЗК при складанні для розглянутих силових ХЗП (з врахуванням їх експлуатаційних досліджень рекомендується значення $\Delta \omega'_e$ приймати в межах: $\Delta \omega'_e = (0,08...0,1) m$ при $m \approx (1,0...3,0)$ мм); f_{xq} - допуск на перекис утворюючої ГЗК при прийнятому значенні ω_e для складання ХЗП, і визначається як

$$f_{xq} = \frac{b_g}{2l_g} \omega_e, \quad (6)$$

де b_g і l_g - ширина зубвінця і довжина ГЗК.

Величина максимального очікуваного бічного зазору у ХЗ - $j_{max on}$ при передачі гранично припустимого навантаження T_{max} визначається з урахуванням зменшення глибини заходу зубів МГЗК ВВЗ, і визначається складовою j_{no2} , що включає і окружне закручування (перекис) зубів МГЗК. Складова j_{no2} визначається як

$$j_{no2} = \Delta \omega''_e \sin \alpha + \frac{f_{yq}}{\cos \alpha}, \quad (7)$$

де $\Delta \omega''_e$ - допуск на збільшення прийнятої радіальної піддатливості ХЗП в площині ГХ-ХЗ при T_{max} , і визначається як

$$\Delta \omega''_e = F_{r \max} (\omega_k + \omega_{GB}), \quad (8)$$

$$F_{r \max} = 0,182 \frac{T_{\max}}{R_b},$$

де R_b - радіус ділильної окружності ЖЗК; ω_k і ω_{GB} - радіальні піддатливості корпусу і генератора ХЗП при T_{max} , визначаються по [4] (рекомендовані значення $\Delta \omega''_e = (0,06...1,2) m$ при $m \approx (1,0...3,0)$ мм); f_{yq} - допуск на окружний перекис зубів ГЗК при T_{max} , визначається як

$$f_{yq} = \frac{T_{\max} b q}{2 \pi G R_q^3 t_{np}},$$

де R_q , G і t_{np} - відповідно радіус середньої поверхні ГЗК, модуль пружності другого роду і приведена товщина зубчастого вінця МГЗК.

З врахуванням викладеного величина $j_{max on}$ визначається як

$$j_{max on} = j_{min on} + (j_{no2} - j_{no1}) + (T_{H1} + T_{H2}) 2 \sin \alpha, \quad (9)$$

де T_{H1} і T_{H2} - допуски на додаткові зсуви вихідних контурів (різальних інструментів) E_{HS} і E_{Hb} , відповідно при нарізуванні зубів ГЗК (зовнішніх) і ЖЗК (внутрішніх), що визначаються за ГОСТ.

Тоді допуск на вихідну (замикаючу) ланку - очікуваний бічний зазор T_{jon} визначається як

$$T_{jon} = j_{max on} - j_{min on} = (j_{no2} - j_{no1}) + (T_{H1} + T_{H2}) 2 \sin \alpha. \quad (10)$$

Величина T_{jon} фактично визначає значення допусків розмірів основних ланок силових ХЗП при їх розмірно-функціональному аналізі, що було підтверджено при створенні ряду високомоментних важконавантажених ХЗП для приводов конвєртора, міксера, роторного екскаватора й інших [5].

Для розроблювальних хвильових передач з МГК доцільно виконати розмірно-функціональний аналіз з урахуванням специфіки їх функціонування.

Необхідно виконати оцінку контактних деформацій полімерного шару (ПС), які впливають на глибину заходу зубів у зачепленні гнучкого колеса з жорстким під навантаженням і, отже, на величину граничного моменту, при якому наступає явище «проклаування».

Визначення радіального осідання полімерного кільця під дією нормального навантаження завдання досить складне, але при відомих допущеннях має готовий розв'язок.

Враховуючи, що модуль пружності полімерного шару на 2...3 порядки менше модуля пружності основи, тобто сталевого гнучкого колеса, а також той факт, що товщина шару в десятки разів менше радіуса його кривизни, полімерне кільце можна вважати пружною балкою, що лежить на жорсткій основі.

Прийняте допущення слушне, принаймні, для зони найбільших питомих тисків з боку диска, що практично збігається із зоною беззасорного зачеплення гнучкого і жорсткого коліс. В цій зоні гнучке колесо підкріплюється обпиранням на жорстке. При такому підході звичайно використовується модель Вінклера [6], що приводить до сталості напружень стиску в радіальному напрямку по товщині й відсутності інших складових напружень.

При цьому виходить найпростіша залежність переміщень від питомих тисків на поверхні пружного шару [6, 7]

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2}, \quad (11)$$

де q_{φ} - нормальний поверхневий тиск (див. рис. 4).

До аналогічного розв'язку можна прийти на підставі відомого розв'язку для тонкої балки, навантаженої по площинах двома протилежно спрямованими симетричними навантаженнями, що відповідає навантаженню гнучкої балки на жорсткій основі нормальним навантаженням [1, 3, 6].

В.З. Власов і Н.І. Леонт'єв у роботах [1, 6] розриликували модель Вінклера, однак привели графік, з якого випливає, що при визначенні осадки поверхні застосування цієї моделі приводить до незначних похибок.

Д.С. Коднір, використовуючи інтегральне перетворення Фур'є, одержав більш загальний розв'язок [4, 6]

$$U_{\varphi} = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E_2} P \Phi \left[\frac{\varepsilon - x}{2h} \right],$$

де P - зосереджене нормальне навантаження, $\Phi \left[\frac{\varepsilon - x}{2h} \right]$ - інтегральна функція, для якої в згаданій роботі приводиться таблиця чисельних значень.

Розрахункова схема для визначення радіального осідання полімерного шару МГК в умовах контактної деформації з боку генератора хвиль і в площині генератора хвиль представлена на рис. 4.

Переходячи від зосередженого навантаження до розподіленого, автори робіт [4, 6] одержали наступні вирази для визначення радіального осідання:

а) для випадку, коли матеріал шару може вільно розтікатися,

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2} (1 - \nu_2^2),$$

б) для випадку, коли переміщення матеріалу вздовж шару відсутні,

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2} \frac{(1 - 2\nu_2)(1 + \nu_2)}{1 - \nu_2}$$

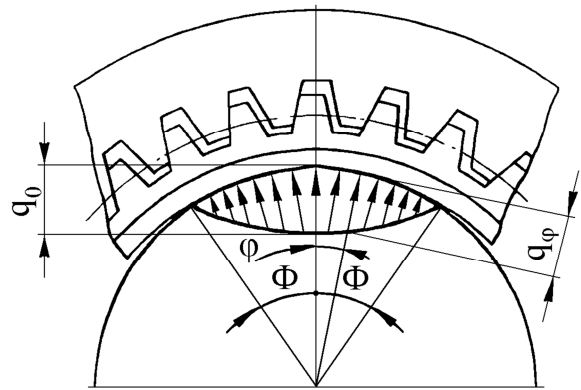


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення радіального осідання полімерного кільця МГК

Аналізуючи кільцеве пружне покриття робочої поверхні підшипника ковзання під радіальним тиском з довільним центральним кутом зони його дії, Д.С. Кондір припускає, що в дійсності має місце проміжний випадок, тобто можна прийняти

$$U_{\varphi} = \frac{q_{\varphi} h_2}{E_2} \frac{2(1 - \nu_2^2)}{\pi}$$

Значні труднощі виникають і при визначенні розподілу тисків по майданчику контакту диска з полімерним шаром. В першому наближенні можна вважати, що по ширині диска тиски постійні, а по дузі зіткнення - закон косинусоїдальний, тобто $q_K = q_0 \cos K\varphi$, де $K = \frac{\pi}{2\Phi}$ і q_0 - тиск в центрі майданчика контакту.

Прийнятий закон слушний у випадку абсолютно жорсткого диска і податливого полімерного шару. В нашому випадку, враховуючи, що модуль пружності

полімерного шару в десятки разів менше модуля пружності сталевого диска, таке допущення вносить мінімальні погрішності.

Величина максимального тиску q_0 визначиться з наступного виразу

$$F_r = 2rbq_0 \int_0^{\Phi} \cos \varphi \cos K \varphi d\varphi,$$

де F_r - радіальне зусилля, передане диском генератора на полімерний шар

$$F_r = \frac{2M \operatorname{tg}(\alpha_w + \rho')}{dn},$$

b - ширина диска, r - радіус диска, M - момент навантаження на гнучкому колесі, n - число хвиль, деформації, α_w - кут зачеплення, ρ' - кут тертя ($\rho' \approx 5^\circ$).

Після інтегрування і, розв'язуючи рівність відносно q_0 , одержуємо

$$q_0 = \frac{F_r (K-1)}{2rbK \cos \Phi}.$$

Підставляючи значення q_φ у вираз для U_φ , одержуємо при $\varphi = 0$ і $K = \frac{\pi}{2\Phi}$ максимальне значення

радіальної деформації полімерного шару в центрі майданчика контакту U_0 :

$$U_0 = \frac{F_r (K^2 - 1) h_2 (1 - \nu_2^2)}{rbK E_2 \cos \Phi \pi}.$$

Як відомо [3, 7], зі зменшенням глибини заходу зубів Δh_q зменшується навантажувальна здатність хвильових передач, уже при зменшенні Δh_q на величину $0,2m$ (m - модуль зачеплення) навантажувальна здатність, обумовлена відношенням моменту, що викликає «проскакування» зубів, до номінального моменту, падає [6, 7].

У металополімерних гнучких колесах максимальна величина пружного осідання полімеру U_0 повинна бути включена в розмірний ланцюг «вал генератора – корпус жорсткого колеса» в напрямку, що знижує Δh_q . Для забезпечення достатньої глибини заходу зубів повинна виконуватися нерівність

$$\delta_\Sigma + U_0 < 0,2m \quad \text{або} \quad \delta_\Sigma < 0,2m - U_0,$$

де δ_Σ - сумарний зазор (натяг) розмірного ланцюга «вал генератора - корпус жорсткого колеса», що

визначається одним із методів, викладених у ГОСТ 16320-70 «Ланцюги розмірні. Методи розрахунків плоских ланцюгів».

В якості матеріалу полімерного шару слід уникати застосування матеріалів з модулем пружності, меншим 3000 МПа, так як різко зростає радіальне осідання шару, що призводить до зменшення глибини заходу зубів і, отже, до зниження величини моменту, що викликає «проскакування» передачі. По цій же причині при призначенні товщини полімерного шару, очевидно, недоцільно застосовувати $\alpha' = \frac{h_2}{h_1} < 2,5$.

Слід зазначити, що визначена осадка полімерного шару становить 8...10% від загального осідання за рахунок вибірки зазорів і пружної деформації деталей, підрахованої за методикою [1, 2, 4].

Величина радіального осідання полімерного шару, визначена вищеописаним способом, враховує осідання, викликане радіальним навантаженням від впливу моменту навантаження M . До цієї деформації варто було б додати осадку, що виникає при деформуванні гнучкого колеса генератором в процесі складання передачі, тобто установки генератора в гнучке колесо. Однак сили, необхідні для деформування гнучкого колеса, на порядок менші сил, що виникають під дією робочого навантаження. Слід очікувати, що і осадка при цьому буде значно менше визначеної. Враховуючи невелику величину осадки від робочого навантаження, вимірюваної декількома мікрометрами, осіданням від деформування гнучкого колеса, очевидно, можна зневажити.

Висновки

1. Наведений методичний підхід до виявлення вихідної (замикаючої) ланки при розмірно-функціональному аналізі силових ХЗП.

2. Отримані розрахункові залежності для визначення граничних значень і допуску вихідної (замикаючої) ланки сукупності основних ланок ХЗП, що визначають необхідну точність і трудомісткість їх виготовлення.

3. При застосуванні в якості неметалічного шару МГК пластмас з модулем пружності $E_2 < 25 \times 10^3$ МПа коефіцієнт безпеки полімерного шару по границі витривалості при вигині виявляється більше, ніж у металевому шару, і довговічність гнучкого колеса визначається довговічністю металевому шару.

При збільшенні модуля пружності пластмаси понад 25×10^3 МПа може виявитися, що довговічність гнучкого колеса буде лімітуватися довговічністю полімерного шару.

4. Щоб уникнути відчутного зменшення глибини заходу зубів і зниження моменту, що викликає «проскакування» зубів, матеріал полімерного шару повинен мати модуль пружності не нижче 3000, а відношення товщини полімерного шару до товщини металевому не повинно перевищувати 2,5.

5. Запропонована методика дозволяє використовувати її під час проектування та виготовлення виробів військового призначення.

Список літератури

1. Маргулис М.В. Размерно-функциональный анализ тяжело нагруженных высокомоментных зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1985. Вып. 8. – С. 11 - 15.

2. Исследование основных характеристик приводов с волновыми передачами конвертора и миксера. Отчёт о НИР // Ждановский металлургический институт / Руков. М.В. Маргулис. № 29079824. – Жданов, 1982. – 115 с.

3. Маргулис М.В. Создание и исследование механизма поворота с волновой зубчатой передачей для мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей: Дисс. канд. техн. наук – М 1972. – 167 с.

4. Маргулис М.В. Основы расчёта и методология создания высокомоментных волновых, зубчатых передач для приводов тяжёлых машин: Дисс. докт. техн. наук. – Ленинград, 1991. – 435 с.

5. Маргулис М.В. Пути совершенствования приводов машин различного назначения // Вестник Приазов. гос. техн. ун-та: Сб. науч. тр. – Мариуполь, 2004. – Вып. № 10. – С. 133 - 138.

6. Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: «Оберіг», 2010. – 352 с.

7. Приймаков А.Г., Приймаков Г.А., Швырёв Н.П. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: «Оберіг», 2010. – 112 с.

8. Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Приймаков Г.А. Расчет и проектирование силовых волновых механизмов с позиции трибофатики / Монография. – Харьков: «Оберіг», 2012. – 302 с.

Рецензент: д.т.н., проф. В.А. Войтов, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка, Харків.

Размерно-функциональный анализ силовых трехволновых зубчатых передач

Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Янчик А.Г.

В статье на основе анализа специфики функционирования волновой передачи под нагрузкой выявлено исходное (замыкающее) звено совокупности основных звеньев в плоскости волнового зацепления (генератор - волновое зацепление). Получены зависимости для расчета составляющих его элементов, предельных значений и допуска. Определена радиальная осадка полимерного слоя гибкого колеса под нагрузкой.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, волновое зацепление, размерно-функциональный анализ, боковой зазор в зацеплении, расчёт бокового зазора, осадка полимерного слоя.

Measuring-functional analysis of the power three-wave gearing

A. Pryimakov, Y. Hradyskyi, A. Yanchyk

In the article the initial (closing) link of ensemble of basic links inplane of wave hooking (a generator - wave hooking) is educed on the basis of analysis of specific of functioning on-loading wave gearing. Dependences are got for the calculation of making him elements, limit values and tolerance. The radial sinking of polymeric layer of flexible gear is determined on-loading.

Key words: wave gearing, wave hooking, measuring-functional analysis, sidelash in hooking, calculation of sidelash, sediment of polymeric layer.