

МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕТАЛООБРОБКА

УДК.621.833

©Маргулис М.В.*

РАЗРАБОТКА НОВОЙ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СИЛОВОЙ ТОРЦЕВОЙ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье на основе анализа известных конструкций торцевых волновых зубчатых передач выявлены их недостатки и приведено новое конструктивное решение и методика расчета силовой торцевой волновой зубчатой передачи. Даны рекомендации по технологии изготовления специфических звеньев этой передачи.

Ключевые слова: силовая торцевая волновая зубчатая передача, рациональность конструкции, методика расчета, технология изготовления.

Маргуліс М.В. Розробка нової раціональної конструкції та технології виготовлення силової торцевої хвильової зубчастої передачі. У статті на основі аналізу відомих конструкцій торцевих хвильових зубчастих передач виявлені їх недоліки і наведено нове конструктивне рішення і методика розрахунку силовий торцевий хвильової зубчастої передачі. Надані рекомендації з технології виготовлення специфічних ланок цієї передачі.

Ключові слова: силова торцева хвильова зубчаста передача, раціональність конструкції, методика розрахунок, технологія виготовлення.

M.V. Margulies The development of a new rational design and production technology of power end harmonic gear. In the article on the basis of the analysis of known constructions end harmonic gear drive their defects are revealed and presented new design and method of calculating the power end harmonic gear. Recommendations on the technology of production of specific part of the transmission were given.

Keywords: power end harmonic gear, the rationality of the design, production technology, method of calculation, manufacturing technology.

Постановка проблемы. Минимизация массогабаритных параметров и себестоимости изготовления приводов машин связана с усовершенствованием передаточных механизмов за счет применения новых прогрессивных конструкций передач, таких как торцевые волновые зубчатые передачи, обладающие малыми массогабаритными параметрами в сравнении с неволновыми передачами аналогичного назначения. Силовые торцевые волновые передачи практически не создавались, т.к. известные публикации посвящены кинематическим передачам. Учитывая актуальность разработки такого механизма, и была написана данная статья.

Анализ последних исследований и публикаций. Конструкции торцевых волновых зубчатых передач, опубликованные в [1,3], имеют ряд недостатков, устранив которые можно получить рациональную конструкцию торцевой волновой зубчатой передачи. Отсутствие апробированной методики расчета ее основных параметров и технологии изготовления явилось причиной написания данной статьи в связи с ее актуальностью.

Цель статьи – разработка рациональной конструкции силовой торцевой волновой зубчатой передачи, методики расчета основных параметров, а также технологии изготовления специфических ее звеньев.

Изложение основного материала. Силовые торцевые волновые зубчатые передачи (ТВЗП) практически не используются в связи с отсутствием апробированной методики расчета

* д-р техн. наук, профессор, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь

их основных параметров и технологии изготовления. Известные конструкции ТВЗП [1,3] могут использоваться в качестве кинематических передач, но они имеют ряд недостатков. ТВЗП обладает большей компактностью по осевым габаритным размерам, чем другие разновидности волновых зубчатых передач, это связано с малыми осевыми размерами гибкого зубчатого колеса, имеющего конфигурацию тонкого диска с торцевыми зубьями. Они являются наименее массосъемными и их использование в силовых приводах может дать большой технико-экономический эффект.

Рассмотрим конструкции ТВЗП, опубликованные в [1,3]. На рис.1 представлена ТВЗП с генератором волн свободной деформации [1].

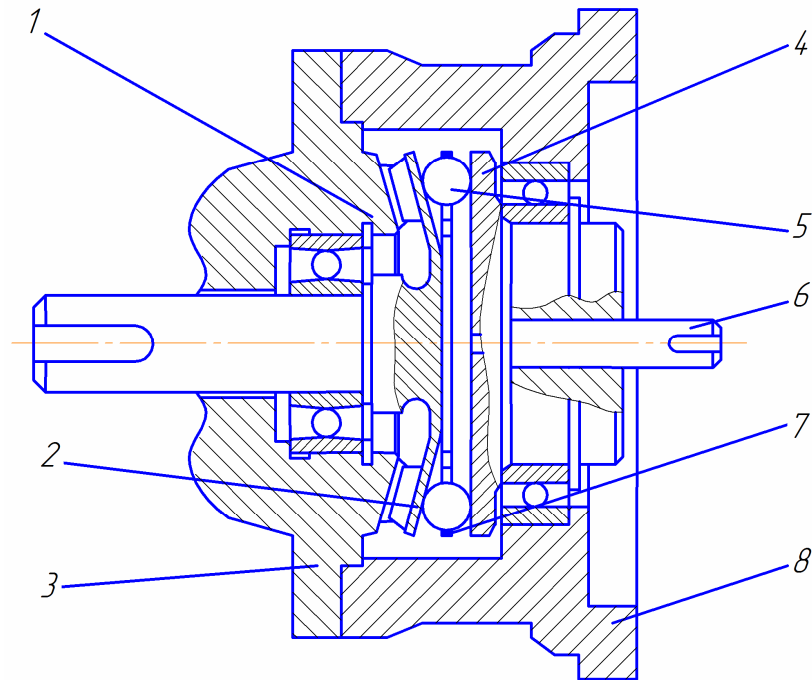


Рис.1 – Конструктивная схема торцевой волновой зубчатой передачи: 1 - жесткое колесо, 2 – гибкое колесо, 3 - крышка, 4 - диск генератора волн, 5 – шарики, 6 - входной вал, 7 - сепаратор, 8 – корпус

ТВЗП, изображенная на рис.1, работает следующим образом. Диск ГВ 4, приводимый в движение входным валом 6, вращает шарики 5 деформирующие ГК 2, которое находится в зацеплении с ЖК 1. Шарики, обкатываясь по поверхности ГК, приводят его во вращение вместе с неразъемно выполненным вместе с ним выходным валом. ЖК выполнено заодно с крышкой и неподвижно соединено с корпусом 8. Для фиксации шариков 5 применен сепаратор 7. Данная конструкция обладает рядом недостатков. В частности, возможно проскальзывание шариков по поверхности ГК, что может привести к снижению КПД и вибрациям ТВЗП при работе под нагрузкой, что нежелательно для силовой передачи. Другим недостатком данной ТВЗП является использование в ГВ шариков, обеспечивающих точечный контакт с поверхностью ГК в каждой из зон зацепления, что обуславливает из-за высоких контактных напряжений малую нагрузочную способность ТВЗП. Кроме того, не технологичны совместные конструкции деталей: крышка - ЖК, входной вал - диск ГВ и ГК – выходной вал. При этом входной и выходной валы установлены на одном подшипнике каждый, что является нерациональным.

Рассмотрим другую конструкцию ТВЗП (рис.2), приведенную в [3].

Принцип работы данной передачи аналогичен описанному выше. Входной вал 3 вращает ГВ 4. На ГВ закреплены подшипники 2, которые деформируют ГК 5, приводя его в движение. ГК зацепляется с ЖК 7, закрепленным в корпусе 8. С ГК соединен выходной вал 6. Чтобы предотвратить раскатывание ГК подшипниками, на наружные кольца подшипников надеты втулки 1, выполняющие функции подкладного кольца. Эта конструкция также имеет недостатки. Ус-

тановка несомоустанавливающихся радиальных подшипников ГВ здесь не рациональна.

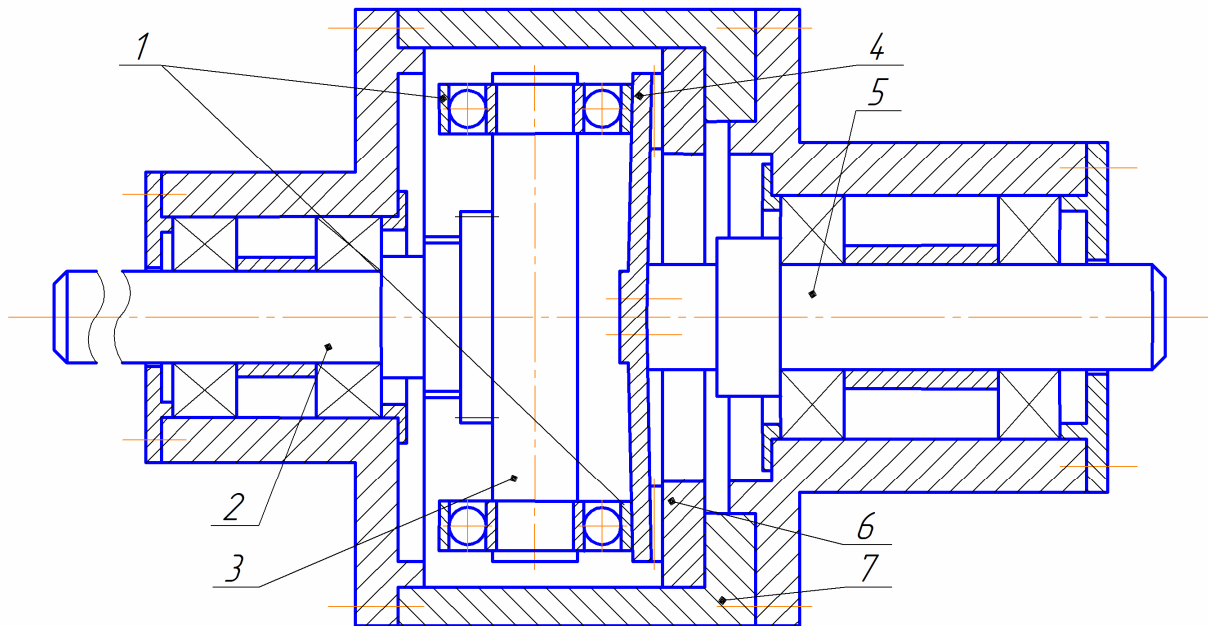


Рис. 2 – Конструктивная схема волновой торцевой зубчатой передачи: 1 - подшипники, 2 - входной вал, 3 - генератор волн, 4 - гибкое колесо, 5 - выходной вал, 6 - жесткое колесо, 7 – корпус с крышками

В процессе работы ГК будет деформироваться и зубчатый венец будет находиться под углом по отношению к кольцам подшипников ГВ, что может привести к точечному контакту наружных колец подшипников с ГК. Конструктивно правильнее применить самоустанавливающиеся шариковые сферические подшипники, обеспечивающие необходимый поворот наружных колец, и, следовательно, возможность контакта с ГК по линии (при благоприятных условиях - по площади). Крепление ГК болтами к торцу выходного вала не обеспечит требуемую точность взаимного расположения зубьев ГК и ЖК. Технологичнее конструкция ГК со ступицей, центрирующейся по цилиндрической посадочной поверхности выходного вала. Конструкция ГВ также требует доработки: подшипники следует устанавливать с возможностью регулировки их расположения в осевом направлении, а конфигурация корпуса ГВ рациональнее в виде ступенчатого вала с двумя посадочными поверхностями под подшипники, это улучшит условия балансировки генератора, увеличивая его надежность и долговечность. Отсутствие возможности перемещения генератора волн в осевом направлении не позволяет регулировать давление подшипников на гибкое колесо в процессе работы ТВЗП. Поэтому установка пружинных шайб и регулировочной гайки позволит перемещать входной вал вместе с подшипниками и генератором волн, чем обеспечивается возможность изменять, при необходимости, давление подшипников на гибкое колесо в связи с изменением величины нагрузки.

Устранив указанные недостатки конструкции, можно получить достаточно технологичную и эффективную ТВЗП с возможностью использования ее как в силовых, так и в кинематических передаточных механизмах. Конструктивная схема такой усовершенствованной передачи изображена на рис. 3.

Данная ТВЗП (рис.3) работает следующим образом: резьбовая регулировочная гайка 11 вкручивается в ступицу корпуса 1 и перемещает в осевом направлении входной вал 8 с генератором волн 6 и подшипниками 9, упирающимися в пружинные шайбы 10.

Подкладные втулки со сферическими подшипниками 5, установленными непосредственно на генераторе волн, который приводится во вращение входным валом 8 от электродвигателя (на рис.3 он отсутствует), прижимают зубчатый венец гибкого колеса 3 к зубчатому венцу жесткого колеса 2, обеспечивая волновое зацепление зубьев и, обкатываясь по поверхности гибкого колеса, вращают его, чем приводят во вращение соединенный с ним выходной вал 12 и исполнительный механизм (на рис.3 не показан). Оценить рациональность ТВЗП, представлен-

ных на рис. 2 и 3, можно при помощи формулы Малышева [2]. Для этого составляем структурно-кинематические схемы этих передач.

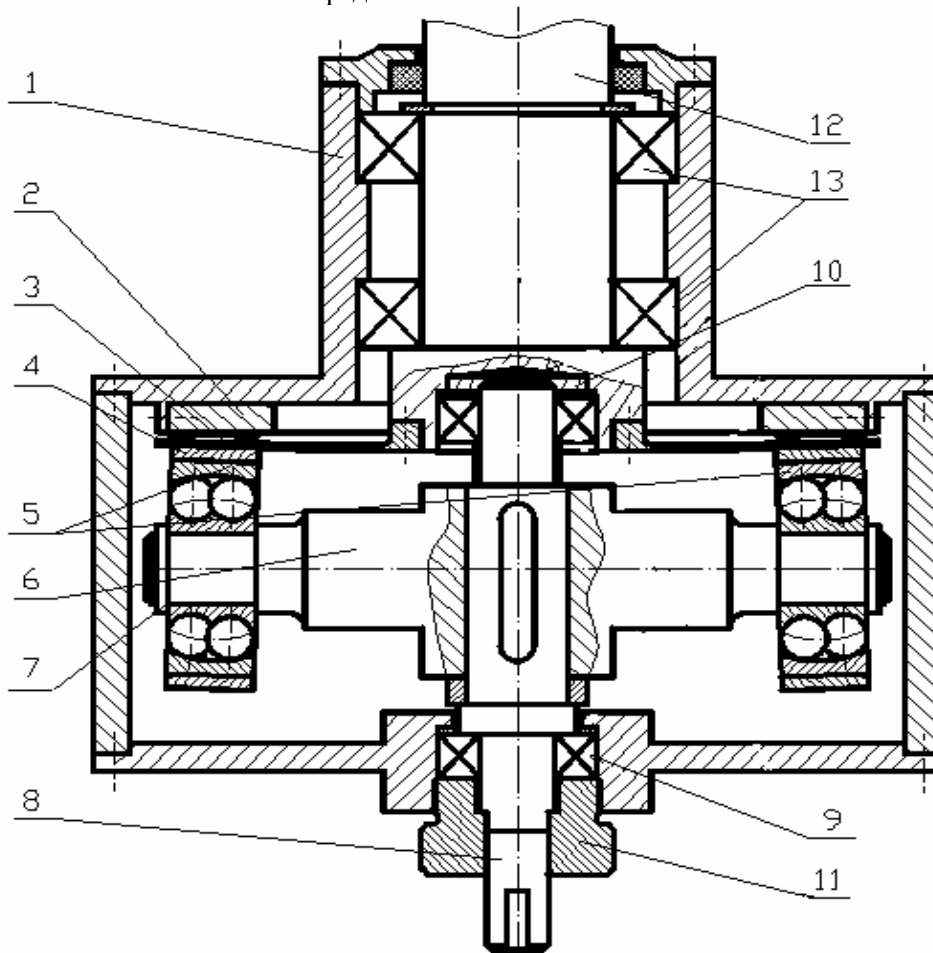


Рис. 3 – Конструктивная схема торцевой волновой зубчатой передача: 1 - корпус, 2 – жесткое колесо, 3 – гибкое колесо, 4 – подкладные втулки, 5 – сферические самоустанавливающиеся подшипники, 6 - генератор волн, 7 - стопорные шайбы, 8 – входной вал, 9 – подшипники, 10 – пружинные шайбы, 11 - регулирующая гайка, 12 – выходной вал, 13 – подшипники

На рисунке 4 представлена структурно-кинематическая схема передачи, приведенной на рис. 2. Здесь римскими цифрами обозначены классы кинематических пар. Всего их восемь на схеме: три V-го класса (радиальные подшипники ГВ и пара ГК - ЖК), четыре IV-го класса (радиально-упорные подшипники входного и выходного валов и одна II -го класса (ГВ в сборе - ГК).

Подвижных звеньев в конструкции пять: входной вал с корпусом ГВ, ГВ в сборе, ГК с выходным валом и еще два звена - наружные кольца подшипников ГВ. Механизм имеет три подвижности: одна - общая всей передачи, и две местных - вращения наружных колец подшипников ГВ.

По формуле Малышева:

$$q=W-6n+5pV+4pIV+3pIV+2pII+pI, \quad (1)$$

где: q - число избыточных связей;
 W - подвижность механизма;
 n - число подвижных звеньев;
 pV, pIV, pIII, pII, pI - число кинематических пар V, IV, ..., I классов соответственно.

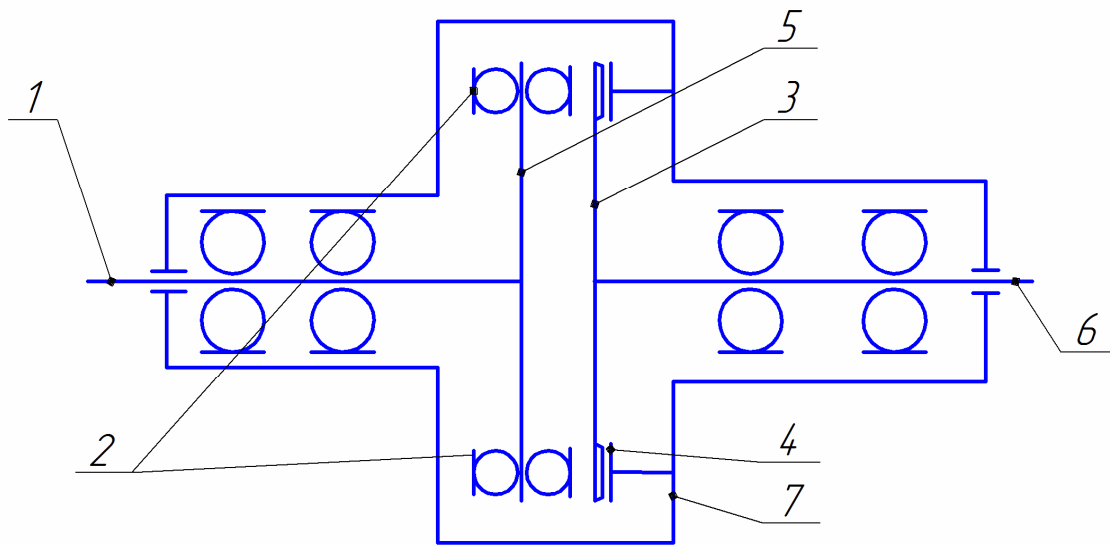


Рис. 4 - Кинематическая схема торцевой волновой зубчатой передачи: 1 - входной вал, 2 - подшипники генератора волн, 3 - гибкое колесо, 4 - жесткое колесо, 5 - корпус генератора волн, 6 - выходной вал

После подстановки значений в (1) имеем $q=3-30+33=6$.

То есть, в схеме имеется шесть избыточных связей. Их наличие отрицательно скажется на технико-экономических показателях передачи [2].

Проверим рациональность структурно-кинематической схемы ТВЗП, представленной на рис.5 (конструктивную схему смотри на рис 3).

Здесь девять кинематических пар: две V-го класса (пара ГК - ЖК и пара входной вал - корпус ГВ), три IV-го класса (радиально-упорные подшипники выходного вала и один из подшипников входного вала), три III-го класса (сферические подшипники ГВ и один из подшипников входного вала), одна - II-го класса (ГВ в сборе - ГК). Подвижных звеньев на схеме шесть: входной вал, корпус ГВ, два внешних кольца подшипников ГВ, ГВ в сборе, ГК с выходным валом. Механизм имеет три подвижности: две местных - вращения внешних колец подшипников ГВ и одна общая - механизма.

По формуле (1) имеем: $q = 3-36 + 33 = 0$

Эта схема полностью рациональна, т. к. в ней нет избыточных связей и лишних степеней свободы.

Это подтверждает правомерность внесенных нами конструктивных изменений, благодаря которым работоспособность и надежность передачи будут улучшены, а трудоемкость и себестоимость изготовления уменьшены. С учетом изложенного, нами была разработана силовая ТВЗП, представленная на рис. 3.

Эта схема полностью рациональна, т. к. в ней нет избыточных связей и лишних степеней свободы. Это подтверждает правомерность внесенных нами конструктивных изменений, благодаря которым работоспособность и надежность передачи будут улучшены, а трудоемкость и себестоимость изготовления уменьшены. С учетом изложенного, нами была разработана силовая ТВЗП, представленная на рис. 3.

Расчет ТВЗП производился по следующей методике. Для определения среднего делительного диаметра ГК использовалась формула, рекомендованная [2] для расчета гибких цилиндрических колес

$$d_{cp} = c \sqrt[3]{\frac{T_p \psi}{[\tau]}}, \quad (2)$$

где С - коэффициент; Т - расчетный выходной момент, Н м;
 ψ - отношение диаметра ГК к толщине;
 $[\tau]$ - допускаемое напряжение кручения для материала гибкого колеса, МПа.

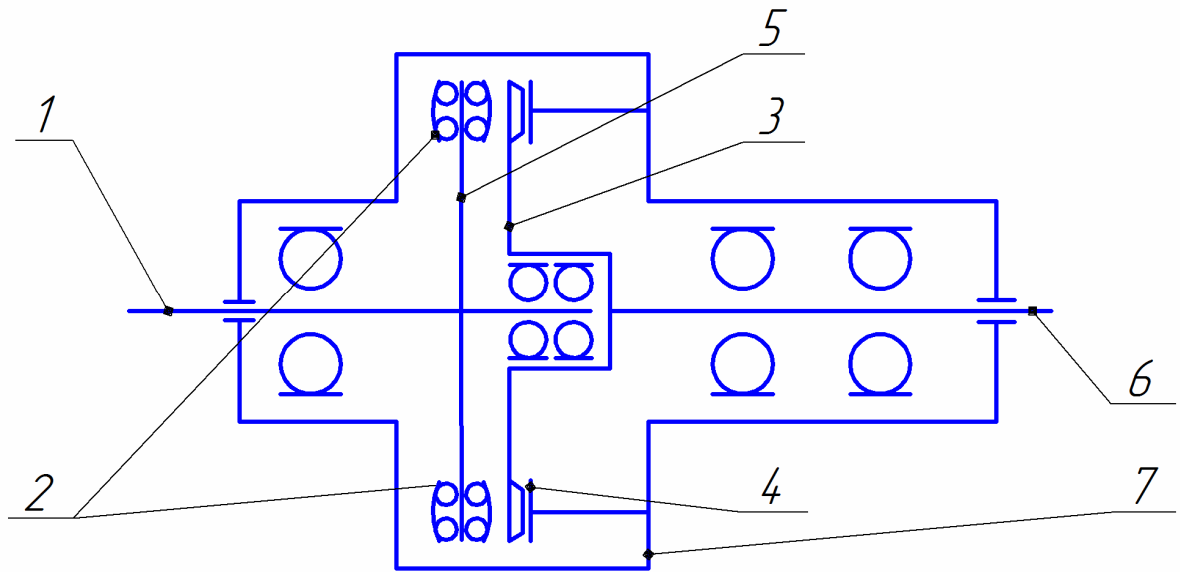


Рис. 5 - Кинематическая схема рациональной волновой передачи: 1 - входной вал, 2 - подшипники генератора волн, 3 - гибкое колесо, 4 - жесткое колесо, 5 - корпус генератора волн, 6 - выходной вал.

Расчетный момент на выходном валу определяется как:

$$T_p = T k k_d, \quad (3)$$

где T - номинальный выходной момент, Н,
 k - коэффициент перегрузки;
 k_d - коэффициент динамичности.

Модуль волнового зацепления определяется как [2]:

$$m = \frac{d_{fg} + 2,5}{2 |i_{Hg}|}, \quad (4)$$

где d_{fg} - диаметр окружности впадин гибкого колеса (для торцевой передачи - средний делительный диаметр);

i_{Hg} - передаточное отношение волновой передачи.

Число зубьев жесткого и гибкого колес также определяется по рекомендациям [2]. Величину деформации гибкого колеса и толщину пластины определяем согласно рекомендациям [4]:

$$w_{\max} = \frac{m}{i \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (5)$$

где w_{\max} - максимально допустимая деформация ГК,
 m - модуль зубьев волнового зацепления,
 i - передаточное число в обратном движении колес;
 α - угол зацепления.

Величину i определяем по формуле:

$$i = \frac{z_1}{z_2}, \quad (6)$$

где z_1 и z_2 - числа зубьев гибкого и жесткого колес соответственно.

Толщина пластины ГК определяется из условия прочности пластины по напряжениям

изгиба:

$$\delta \leq \frac{m_1 z_1^2}{8 \lambda E} [\sigma_{\epsilon}], \quad (7)$$

где δ - толщина пластины, мм;
 σ - допускаемое напряжение изгиба, МПа;
 E - модуль упругости материала гибкого колеса, МПа;
 m_1 - модуль зубьев гибкого колеса, мм;
 λ - коэффициент, определяемый как:

$$\lambda = \frac{w_{\max}}{2 m_1}, \quad (8)$$

Допускаемое напряжение изгиба пластины ГК находим по формуле:

$$[\sigma_{\epsilon}] = \frac{\sigma_{-1}}{nk_{\sigma}}, \quad (9)$$

где σ_{-1} - предел усталости материала гибкого колеса при изгибе, МПа;
 n - коэффициент запаса прочности;
 k_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений в районе впадин зубьев.

Предел усталости материала гибкого колеса при изгибе равен [5].

$$\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_a, \quad (10)$$

где σ_b - предел прочности для заданного материала, МПа.

Высота зуба гибкого колеса определялась как:

$$h_1 = 2 \lambda m_1 \sin^2 \theta_0, \quad (11)$$

где θ_0 - угол, при котором начинается волновое зацепление зубьев.
 Целесообразно принять $\theta_0=50^\circ$.

Ширину зубчатого венца принимаем равной ([2]):

$$b_w = (0,15 \dots 0,2) d \leq 50 m, \quad (12)$$

Расчет геометрических параметров ЖК ведем по методике расчета конических зубчатых колес [5], приняв d (формула 2) как средний делительный диаметр, m (формула 4) как средний окружной модуль и задавшись величиной z_1 (см. [2]) и b_w (формула 12).

С использованием приведенных зависимостей нами была разработана рациональная силовая конструкция ТВЗП с параметрами $U=100$, $T_{\text{вых}}=3,8$ кНм и будет изготовлена на одном из предприятий города Мариуполя с целью испытания на работоспособность и исследования основных эксплуатационных параметров: КПД, уровня шума, напряженного состояния ГК и долговечности.

Технология изготовления силовой ТВЗП практически включает технологические процессы мехобработки типовых деталей машин кроме торцевых зубчатых венцов гибкого и жесткого колес, для нарезания которых в случае серийного производства используется горизонтально-фрезерный станок с ЧПУ ФРЕЗЕР FХК6045 и дисковая фреза, а при изготовлении опытно-промышленного образца может быть использован горизонтально-фрезерный станок с поворотным столом и дисковая фреза.

Выводы

На основе анализа известных конструкций ТВЗП выявлены их недостатки. Разработана рациональная конструкция силовой ТВЗП и методика расчета ее основных параметров, а также даны рекомендации по технологии изготовления специфических звеньев передачи.

Список использованных источников:

1. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи/Е.Г. Гинзбург. - Л.: Машиностроение, 1969.- 160с.
2. Волков Д.П. Волновые зубчатые передачи/Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев, М.В. Маргулис - К.: Техника, 1976. - 222с.
3. Фирсаев А.Ф. Определение предельной вероятной кинематической ошибки торцевой волновой зубчатой передачи/ А.Ф. Фирсаев// Известия вузов. Машиностроение. - 1978.-№ 9.-С. 12-15.
4. Шермаков И.А. Определение параметров зацепления в торцевой волновой передаче/И.А.Шермаков// Известия вузов. Машиностроение. - 1975-№ 1.-С. 11-13.
5. Иванов М. Н. Детали машин/ М.Н. Иванов. - М.: Высш. шк., 1991. - 383 с.

Bibliography:

1. E.G. Ginzburg Wave tooth gearings. - L: Mechanical engineering / E.G. Ginzburg Volnlovie zubchatie peredachi. - L: Mashinostroenie, 1969. - 160 p. (Rus.)
2. D.P. Volkov Wave tooth gearings. - K: Technics/ D.P.Volkov , A.F., Krajnev, M.V. Margulies Volnlovie zubchatie peredachi. - K: Technica, 1976. – 222 p. (Rus.)
3. A.F. Firsaev Definition of a limiting probable kinematic error of a face wave tooth gearing//News of High Schools. Mechanical engineering / A.F. Firsaev Opredelenie predelnoy veroyatnoy kinematcheskoy oshibki zubchatoy peredachi/ A.F. Firsaev // Izvstiya vuzov. Mashinostroenie.-1978. - №9.- P. 12 – 15. (Rus.)
4. I. A. Shrmakov Definition of parametres of gearing in face wave transfer // News of high schools Mechanical engineering / I. A. Shrmakov Opreelenie parametrov zacepleniya v torcовой volnvoj peredache/ I. A. Shrmakov // Izvestiya vuzov – Mashinostroenie. – 1975 - № 1. - P. 11-13. (Rus.)
5. M. N. Ivanov Machine parts. - M: High School / M. N. Ivanov Detali mashin. – M.: Vishaya schkola, 1991. - 383 p. (Rus.)

Рецензент: В.В. Суглобов
д-р техн. наук, проф., ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила: 30.11.2011

УДК 621.923

©Новиков Ф.В.¹, Иванов И.Е.²

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОБРАБОТКИ ПРИ МНОГОПРОХОДНОМ И ГЛУБИННОМ ШЛИФОВАНИИ

С позиции кинематики процесса шлифования определены производительность обработки и количество зерен, участвующих в формировании полного микропрофиля на обрабатываемой поверхности при шлифовании. Показано, что при многопроходном шлифовании, количество режущих зерен значительно больше, чем при глубинном шлифовании.

Ключевые слова: многопроходное и глубинное шлифование, силовая напряженность, производительность.

Новиков Ф.В., Иванов И.Е. Теоретичний аналіз продуктивності обробки при багатопрохідному та глибинному шліфуванні. З позиції кінематики процесу шліфування визначені продуктивність обробки і кількість зерен, що беруть участь у формуванні повного мікропрофілю на оброблюваній поверхні при шліфуванні. Показано, що при багатопрохідному шліфуванні, кількість ріжучих зерен значно більше, ніж при глибинному шліфуванні.

Ключові слова: багатопрохідне і глибинне шліфування, силова напруженість, продуктивність.

¹ д-р техн. наук, профессор, Харьковский национальный экономический университет, г. Харьков

² канд. техн. наук, ст. преподаватель, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь