

УДК 621.833

В. Н. ТКАЧЕНКО, А. В. УСТИНЕНКО, С. В. БОРИСЕНКО

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТОГО ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану хвильової передачі. Для оцінки впливу змінної згинальної жорсткості і концентрації напружень на згинальну витривалість гнучкого зубчатого колеса хвильової передачі при різних геометричних параметрах зубчатого вінця були проведені порівняльні випробування гнучких коліс на згинальну витривалість. Для визначення впливу змінної згинальної жорсткості на напруги вигину випробувалися моделі зубчатого вінця різної геометрії. Аналіз результатів випробувань з наведеної методики теоретичних розрахунків дозволяє визначити напруги з урахуванням впливу змінної згинальної жорсткості і концентрації напруги при всіляких варіаціях геометрії зубчатого вінця.

Ключові слова: хвильова зубчата передача, напруження згину, гнучке колесо, згинна витривалість.

Для оценки влияния переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений на изгибную выносливость гибкого зубчатого колеса волновой передачи при различных геометрических параметрах зубчатого венца были проведены сравнительные испытания гибких колес на изгибную выносливость. Для определения влияния переменной изгибной жесткости на напряжения изгиба испытывались модели зубчатого венца различной геометрии. Анализ результатов испытаний с приведенной методикой теоретических расчетов позволяет определять напряжения с учетом влияния переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений при всевозможных вариациях геометрии зубчатого венца.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, напряжение изгиба, гибкое колесо, изгибная выносливость.

Experimental study of stress-strain state of the wave transfer. To evaluate the effect of the variable flexural stiffness and stress concentration on flexural endurance of a flexible gear wheel of a wave gear at different geometrical parameters of a gear ring, comparative tests of flexible wheels on flexural endurance were carried out. To determine the influence of the variable flexural stiffness on the bending stress, the model of the ring gear of various geometries was tested. Analysis of the test results with the above method of theoretical calculations allows to determine the stresses taking into account the influence of the variable flexural stiffness and stress concentration with all possible variations in the geometry of the ring gear.

Keywords: wave transmission, flexible wheel, tension, bending endurance.

Введение. Ресурс работы волновой зубчатой передачи ВЗП определяется изгибной выносливостью гибкого зубчатого колеса ГЗК. Напряжения, возникающие при изгибе ГЗК генератором волн упругой деформации во впадинах между зубьями, обычно превышают напряжения в остальных местах ГЗК. Переменная жесткость зубчатого венца и малый переходной радиус в области ножки зуба являются основными факторами дополнительного роста напряжений изгиба.

Для оценки изгибной выносливости необходима методика, позволяющая учитывать влияние переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений по отдельности. Она может базироваться только на результатах анализа сравнительных испытаний ГЗК на изгибную выносливость. Влияние переменной изгибной жесткости также можно оценить экспериментально.

Основная часть. В силу многогранности зацепления в ВЗП напряжения от изгиба зуба, как консольной балки, в его основании значительно меньше, чем вышеупомянутые.

Методика определение от изгиба генератором напряжений гладкого венца известна [1]. Увеличение их из-за вышеперечисленных факторов можно учитывать коэффициентом влияния переменной изгибной жесткости $K_{ж}$ и эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_{σ} . Коэффициент возрастания напряжений

$$K_0 = K_{ж} \cdot K_{\sigma} \quad (1)$$

Коэффициент $K_{ж}$ показывает, во сколько раз отличаются напряжения во впадинах между зубьями в зубчатом и гладком венцах с одинаковыми толщинами, при условии одинаковых деформаций, например, одним и тем же генератором. Так как присоединение гладкой оболочки колеса к зубчатому или к гладкому венцу увеличивает радиальную жесткость на одинаковую величину, то $K_{ж}$ находится как отношение радиальных жесткостей зубчатого и гладкого венцов, отличающихся друг от друга только лишь наличием зубьев. Методика теоретического определения $K_{ж}$ для профиля

произвольной формы известна [2]. Однако в ней принимается в расчет вся высота зуба, хотя, очевидно, что при изгибе венца вершина зуба в деформации практически не участвует.

Для определения той части полной высоты зуба, которая существенно влияет на изгибную жесткость был проведен следующий эксперимент. Исходя из известной зависимости между изгибающим моментом и осевым моментом инерции поперечного сечения балки можно записать

$$\frac{M_3}{M_{\Gamma}} = \frac{I_3}{I_{\Gamma}} = K_{ж} \quad (2)$$

Здесь под I_3 подразумевается некоторый условный (эквивалентный) момент инерции сечения, постоянный по длине балки, в отличие от действительного переменного I_3 . Так как $K_{ж}$ не зависит от схемы нагружения, а лишь от геометрии балки, то для экспериментального определения его были испытаны пять зубчатых реек с одинаковыми зубьями, но с разной толщиной самих реек. При испытаниях каждая из них с одной стороны жестко закреплялась (консоль), а со свободного конца рейки при её изгибе перемещения регистрировались микрометрической головкой часового типа. Для рассматриваемого случая нагружения соотношение 1 имеет вид

$$K_{ж} = \frac{P_3}{P_{\Gamma}}, \quad (3)$$

где P_3 и P_{Γ} – изгибающие силы, сообщающие одинаковые перемещения зубчатой рейке и такой же, но с сошлифованными зубьями.

Испытывались пять стальных реек длиной 205 мм с зубьями модуля $m = 1$, нарезанные по длине 102 мм стандартной червячной фрезой (ГОСТ 13755–68). Длина реек от места их защемления до точки приложения изгибающей силы равнялась 100 мм. Ширина всех реек 10 мм, а толщины во впадинах между зубьями $H_0 = 1,12; 1,55; 2,06; 2,5$ и 4 мм.

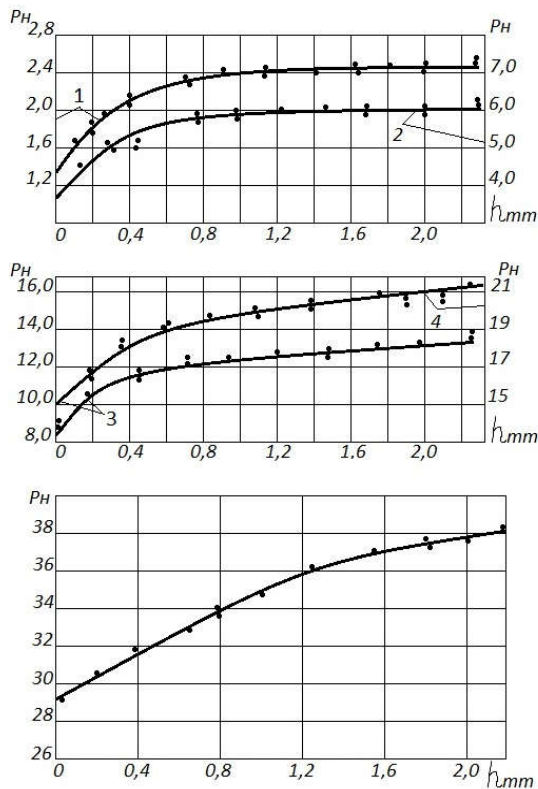


Рис. 1 – Зависимость силы P от высоты зуба: кривые 1, 2, 3 и 4 для толщины H_0 1,55; 1,12; 2,06 и 2,5 мм соответственно; отдельно для рейки с $H_0 = 4$ мм

Первые четыре рейки нагружались до перемещения свободного конца на 1,8 мм, а пятая до 1 мм.

Результатом опыта была изгибающая сила, сообщающая балкам указанные перемещения.

После каждого измерения рейки со стороны зубьев шлифовались на 0,1–0,2 мм, и опыт повторялся, пока зубья полностью не шлифовались. Измерения проводились при положении реек зубьями вверх и зубьями вниз. При этом различия в изгибной жесткости обнаружено не было. Анализ полученных результатов позволил сделать следующие выводы. Прежде всего следует отметить незначительное уменьшение изгибающей силы при снятии первых трёх, четырёх слоёв, то есть вершины зубьев в деформации изгиба практически не участвуют. Жесткость снижалась на 5–9% от первоначальной.

С целью обобщения полученных результатов, для возможности оценки изгибной жесткости реек (зубчатых венцов ВЗП) с зубьями всевозможных профилей коэффициент $K_{жс}$ вычисляется теоретически. В работе [2] было показано, что $K_{жс} = 1/a_0$, где a_0 – нулевой коэффициент тригонометрического соотношения $I_{Г} / I_{З}$.

Таким образом

$$K_{жс} = \frac{1}{a_0} = \frac{I_{З}}{I_{Г}} \tag{4}$$

Коэффициент a_0 для произвольного профиля – рис. 2, вычисляется по формуле

$$a_0 = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{n-1} \left[\frac{H_0}{H_0 + h_k(x)} \right]^3 \tag{5}$$

где $h_k(x) = h_x$ – ординаты профиля зуба.

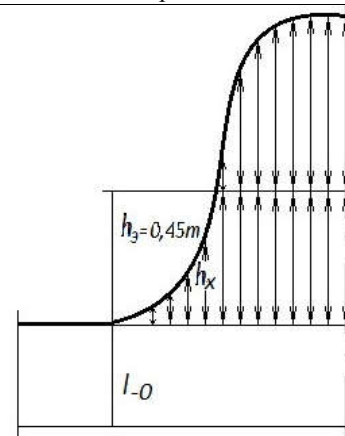


Рис. 2 – К теоретическому определению $K_{жс}$

Сравнивая $K_{жс}$, полученные экспериментально с $K_{жс}$, вычисленными теоретически, но при различных высотах зуба, было установлено, что, независимо от соотношения H_0 / m , они совпадают, если в расчётах высоту зуба выбирать равной 0,45 m .

Следовательно, коэффициент $K_{жс}$ для рабочего профиля зуба можно вычислить теоретически, если учитывать не всю высоту зуба, а некоторую её часть $h_3 = 0,45 m$.

Авторы [3] определяли h_3 методом фотоупругости и получили для пластмассовых реек $h_3 = 0,35 m$.

На рис 3 показаны зависимости $\alpha_h = a_{0h} / a_0$ при изменении соотношения расчётной высоты профиля зуба h к модулю. Здесь a_0 – коэффициент при $h = 2,25 m$, а a_{0h} – при произвольном значении $h \leq 2,25 m$. Некоторый рост коэффициента a_{0h} при $h > 0,5 m$ наблюдается только при $H_0 / m > 2$, то есть для реек 4 и 5.

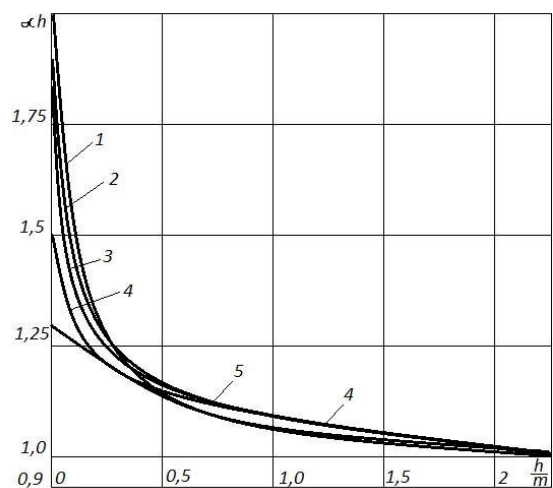


Рис. 3 – Коэффициент α_h для реек с H_0 1,12; 1,55; 2,06; 2,5 и 4 мм (кривые 1, 2, 3, 4 и 5 соответственно)

Изменение коэффициента смещения исходного контура приводит к изменению ординат h_x , что в свою очередь вызывает изменение величины a_0 . Изменения эти невелики, но их можно учесть введением поправочного коэффициента α_z , приняв

$$a_{0h} = a_0 \cdot \alpha_h \cdot \alpha_z \tag{6}$$

В настоящее время известны две рекомендации по определению коэффициента смещения при нарезании зубьев ГК ВЗП

$$X = 2,15 + 0,009 Z_{\Gamma} \quad (7) \quad \text{и} \quad X = 0,022 Z_{\Gamma}. \quad (8)$$

При $H_0/m \leq 4$ для зависимости (7)

$$\alpha_z = 1 + 4,6 \cdot 10^{-5} Z_{\Gamma} \frac{6-v}{5}, \quad (9)$$

а для (8)

$$\alpha_z = 1 + (3 \cdot 10^{-4} \cdot Z_{\Gamma} - 0,04) \frac{6-v}{5}. \quad (10)$$

Для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений были проведены сравнительные испытания на изгибную выносливость (без нагружения ВЗП вращающим моментом на выходе) 285 гибких колёс с зубчатым венцом и с венцом без зубьев. ГК изготавливались из одинаковой стали ШХ-15. Испытывались ГК с различными соотношениями H_0/m .

Коэффициент возрастания напряжений K_0 находился, как отношение предела изгибной выносливости ГК с венцом без зубьев к пределу изгибной выносливости ГК с зубчатым венцом при одинаковых H_0 – график на рис 4. Полученные результаты позволили вычислить эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$K_{\sigma} = K_0 / K_{\sigma c}. \quad (11)$$

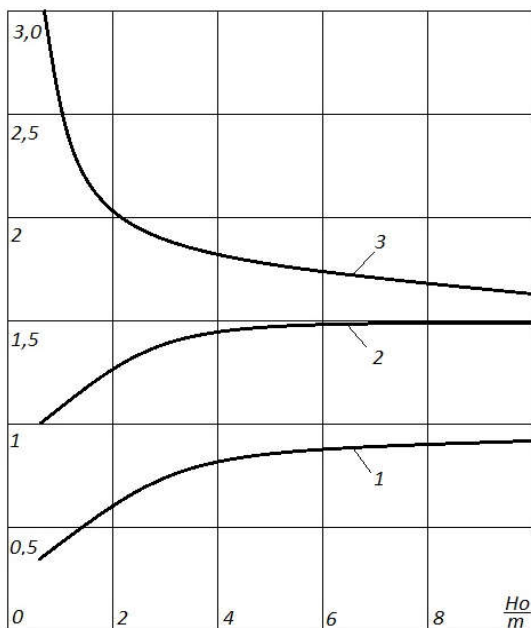


Рис. 4 – Зависимости K_0 , K_{σ} и α_{0h} от соотношения H_0/m (кривые 1, 2 и 3 соответственно)

Для ГК с $H_0/m < 2...3$ увеличение напряжений происходит, в основном, из-за роста $K_{\sigma c}$ (уменьшение

α_{0h}). Концентрация напряжений возрастает с увеличением H_0/m , приближаясь при $H_0/m > 4...6$ к величинам, которые наблюдаются в обычных зубчатых колёсах с числом зубьев $z > 100$.

Исследования влияния изменения соотношения H_0/m на теоретический коэффициент концентрации напряжений, проведенное методом фотоупругости [3] также подтвердило, полученную по вышеприведенной методике, зависимость $K_{\sigma} = K_{\sigma}(H_0/m)$.

С учётом прямой зависимости между теоретическим и эффективным коэффициентами концентрации напряжений. При заданной форме деформации ГК генератором волн, напряжения изгиба пропорциональны толщине H_0 , однако её уменьшение, а следовательно и уменьшение H_0/m (так как радиальные перемещения в вершине $W \cong m$) приводит к возрастанию коэффициента K_0 .

Выводы. Из графика 3 на рис 4 видно, что при уменьшении $H_0/m \leq 3...2,5$ коэффициент K_0 начинает быстро увеличиваться. Следовательно, выбирать это соотношение надо в указанных пределах, как это и делается для ГК ВЗП, выпускаемых фирмами USM и Haseq.

Список литературы

1. Ткаченко В. Н. Анализ напряженно-деформированного состояния гибкого колеса волновой зубчатой передачи // Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць. – Харків : НТУ "ХПІ", 2011. – С 238–242.
2. Рудницкий В. И., Лучников А. Ф. Определение напряжений в зубчатом кольце от действия двухволнового генератора свободной деформации // Проблемы прочности. – Киев, 1983. – № 6. – С. 89–93.
3. Косова Н. В., Синкевич Ю. Б., Шоломов Н. М. Влияние зубьев на напряженное состояние венца гибкого колеса волновой передачи // Прочность и надёжность деталей и узлов машин. Сборник научных трудов. – Красноярск, 1987. – С55–60.

References (transliterated)

1. Tkachenko V. N. Analiz napryajenno deformirivanogo sostoyaniya gibkogo kolesa volnovooy zubchatoy peredachi [Analysis of the stress-strain state of a flexible wheel for wave gear]. *Visoki tekhnologii v mashinobuduvanni. Zbirnik naukovikh prac'* [High technology in mechanical engineering. Collection of scientific works]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, pp. 238–242.
2. Rudnickiy V. I., Luchnikov A. F. Opredelenie napryajeniy v zubchatom kolce ot deystviya dvukhvolnovogo generatora svobodnoy deformacii [Determination of stresses in the ring gear from the action of a two-wave free strain generator]. *Problemy prochnosti*. Kiev, 1983, no. 6, pp. 89–93.
3. Kosova N. V., Sinkevich Y. B., Sholomov N. M. Vliyanie zubyev na napryajennoe sostoyanie venca gibkogo kolesa volnovooy peredachi [Influence of teeth on the stressed state of the crown of a flexible wave wheel]. *Prochnost' i nadejnost' detaley i uzlov mashin. Sbornik nauchnykh trudov* [The strength and reliability of parts and units of machines. Collection of scientific papers]. Krasnoyarsk, 1987, pp. 55–60.

Поступила (received) 26.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальне дослідження напружено-деформованого стану зубчастого гнучкого колеса хвильової передачі / В. М. Ткаченко, О. В. Устиненко, С. В. Борисенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 140–143. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния зубчатого гибкого колеса волновой передачи / В. Н. Ткаченко, А. В. Устиненко, С. В. Борисенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 140–143. – Библиогр.: 3 назв. – ISSN 2079-0791.

Experimental study of the stress-strain state of a flexible wheel for wave gear / V. N. Tkachenko, A. V. Ustinenko, S. V. Borisenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 140–143. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2079-0791.

Ткаченко Віталій Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри "Деталі машин та мехатронні системи"; тел.: (057) 707-64-55.

Ткаченко Віталій Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры "Детали машин и мехатронные системы"; тел.: (057) 707-64-55.

Tkachenko Vitaliy Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Machine elements and Mechatronic systems"; tel.: (057) 707-64-55.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Борисенко Сергій Вікторович – бакалавр комп'ютерних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент; тел.: (063) 891-35-67; e-mail: s203@tmm-sapr.org.

Борисенко Сергей Викторович – бакалавр компьютерных наук, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", студент; тел.: (063) 891-35-67; e-mail: s203@tmm-sapr.org.

Borisenko Sergej Viktorovich – Bachelor of Computer Science, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (063) 891-35-67; e-mail: s203@tmm-sapr.org.

УДК 539.3: 621.9: 004.94

**Н. А. ТКАЧУК, А. В. ХЛАНЬ, А. В. НАБОКОВ, А. В. ГРАБОВСКИЙ,
Д. В. БИБИК, А. В. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСКАЯ**

СИНТЕЗ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО КРИТЕРИЯМ ПРОЧНОСТНЫХ И ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Описано загальний підхід до синтезу проектно-технологічних рішень при проектуванні та технологічній підготовці виробництва виробів на машинобудівних підприємствах України. Основою прийняття рішень є критерії міцності та жорсткості елементів цих виробів. На прикладі низки машинобудівних конструкцій проілюстровані етапи та результати досліджень.

Ключові слова: проектно-технологічне рішення, міцність, жорсткість, легкоброньована машина, тактико-технічна характеристика, елемент штампової оснащення

Описан общий подход к синтезу проектно-технологических решений при проектировании и технологической подготовке производства изделий на машиностроительных производствах Украины. Основой принятия решений является критерий прочности и жесткости элементов этих изделий. На примере ряда машиностроительных конструкций проиллюстрированы этапы и результаты исследований.

Ключевые слова: проектно-технологическое решение, прочность, жесткость, легкобронированная машина, тактико-техническая характеристика, элемент штамповой оснастки.

A general approach to the design and technological solutions synthesis in the design and technological preparation of products at machine-building plants in Ukraine is described. The basis for decision-making is the criterion of strength and rigidity of these products elements. Stages and results of studies are illustrated using the example of a number of machine-building designs. In particular, the stress-strain state of the elements of separation stamps, devices for welding, base plates for machine tools has been studied. Also, the deformed state of assemblies from a set of universal collection devices, adjustable vices and molds was investigated. The developed approaches, models, methods and means of research are applicable to a wide range of engineering structures.

Keywords: design and technological solution, strength, rigidity, lightly armored vehicle, tactical and technical characteristics, die tooling element.

Введение. Анализ состояния вопроса проектирования, изготовления и эксплуатации различных машиностроительных конструкций отечественных и зарубежных боевых бронированных машин (ББМ) [1–5] позволяет сделать вывод о том, что для современного бронетанкостроения характерны высокие требования к техническим (особенно рельефно выделяются данные тенденции в сфере производства вооружения и военной техники) и тактико-техническим характеристикам (ТТХ) этих машин, а также их систем и агрегатов. В частности, среди тенденций современного бронетанкостроения можно выделить следующие:

– концептуальная проработка проектов новых боевых машин XXI века, в том числе на основе использования новых физических процессов, специальных конструкционных материалов и компоновок (интенсивно разрабатывается целый ряд доктрин новой боевой машины будущего);

– глубокая модернизация состоящих на вооружении танков и легких бронированных машин (ЛБМ) с целью повышения их тактико-технических характеристик с ограниченными затратами на проектные работы, испытания и технологическую подготовку производства (ТПП);