

**А. И. ПОЛЕТУЧИЙ**, к. т. н., НАКУ им. Жуковского «ХАИ»

## **СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ (ВЗМ).**

Comparison of estimated and experimental values of wave wheelworks torsional rigidity is specified.

В настоящее время очевидно, что одной из основных областей применения ВЗМ являются следящие мехатронные системы, точные механизмы и приборы. Как правило, указанные системы работают в динамических режимах, при которых крутильная жесткость является наиболее важной характеристикой передаточного механизма, в том числе и волновой передачи. В Национальном аэрокосмическом университете «ХАИ» уже длительное время ведутся исследования качественных характеристик традиционных и новых схем ВЗП.

В наших работах [1] изложена теория, а в [2] – результаты экспериментальных исследований крутильной жесткости ВЗМ с генераторами качения и скольжения, с одним и двумя гибкими колесами.

Предлагаемая читателю статья посвящена сравнению результатов расчетов, по теории, представленной в [1], и экспериментальных исследований коэффициентов крутильной жесткости  $C = T_2 / \theta$ , где  $T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу, а  $\theta$  – угол упругого закручивания выходного звена (гибкого колеса). В общем случае

$$\theta = \sum_{i=1}^n \theta_i \quad (1)$$

где  $\theta_i$  – угол поворота выходного звена вследствие податливости некоторого  $i$ -го элемента передачи.

Расчеты углов  $\theta$  проводились для экспериментальных ВЗП с одним и двумя гибкими колесами, имеющими  $i = 86$  при моментах нагрузки на тихоходном валу  $T_2$  от 100 до 800 Нм. Диаметр отверстия гибкого внутреннего колеса  $D_{\Pi} = 120$  мм, ширина зубчатого венца  $b_{\Gamma} = 15$  мм, генератор волн кулачковый с кулачком увеличенной ширины с двумя гибкими подшипниками  $d \times D \times B = 90 \times 120 \times 18$ , число шаров  $Z_W = 23$ , их диаметр  $D_W = 11,113$  мм. Гибкие колеса имели форму чаш и крепились к

фланцу тихоходного вала при помощи четырех штифтов  $\varnothing 8$  и четырех болтов М8. Жесткие колеса имели ширину  $B_{\text{ж}} = 15$  мм, наружный диаметр 170 мм и крепились посредством 8-ми винтов. Зубья гибкого колеса были нарезаны по степени точности 7-Н ГОСТ 9178.

Сравнение экспериментальных и расчетных значений коэффициентов крутильной жесткости и углов мертвого хода показано на графиках рис. 1 при одном гибком колесе и на графиках рис. 2 при двух гибких колесах для волновой передачи, имеющей  $i = 86$ . Как известно площадь петли гистерезиса, получаемой по экспериментальным данным, характеризует необратимо потерянную энергию на внутреннее и внешнее трение за один цикл. В теоретических исследованиях ВЗП эти потери учесть сложно. При расчетах перемещения определялись без учета трения. Поэтому расчетная зависимость угла  $\theta$  от вращающего момента представлена не гистерезисной петлей, а одной линией. Эта линия на графиках рис. 1 и рис. 2 по разному проходит между линиями нагружения и разгрузки гистерезисной петли. Не представляется возможным утверждать к какой из них линия расчетных значений должна быть ближе. Можно предположить, что она должна проходить посередине между ними.

Для сравнения экспериментальных и расчетных значений углов  $\theta$ , а соответственно и коэффициентов крутильной жесткости, полученных при различных моментах для одного и двух гибких колес ниже в таб. 1, приведена разница в процентах расчетных и экспериментальных значений углов  $\theta$  при нагружении и разгрузке передачи (нижняя и верхняя кривые гистерезисной петли).

Сравнение экспериментальных и расчетных значений углов  $\theta$  и соответствующих им коэффициентов крутильной жесткости позволяет заключить, что теория дает удовлетворительное совпадение результатов с экспериментом в диапазоне вращающих моментов на тихоходном валу  $T_2 = (0,3 \dots 1) T_{\text{НОМ}}$  при нагружении и  $T_2 = (0,22 \dots 1) T_{\text{НОМ}}$  при разгрузке передачи. Разница между экспериментальными и расчетными значениями крутильной жесткости составляет от 4 до 21 %. При  $T_2 = T_{\text{НОМ}}$  погрешность составляет 10,8 %. Однако при моментах меньше  $T_2 = 0,2 T_{\text{НОМ}}$  разница в расчетных и экспериментальных значениях возрастает.

**Таблица 1**

Сравнение экспериментальных и расчетных значений углов  $\theta$

№ п/п	$T_2$ $H_m$	Разница экспериментальных и расчетных $\theta$ в процентах			
		Одно гибкое колесо		два гибких колеса	
		Нагружение	Разгрузка	Нагружение	Разгрузка
1	100	39,87	2,24	58,9	3,92
2	200	10,45	19,4	17,88	20,77

3	300	5,18	22,4	2,9	19,39
4	400	4,13	11,5	10,19	18,42
5	459	10,8	10,8	10,9	10,9

Это можно объяснить влиянием зазоров в зацеплении и по радиусу ВЗП. В теории исходные зазоры принимались в среднем сечении зубчатого венца гибкого колеса как для обычного эвольвентного цилиндрического зацепления. В действительности в ВЗП вследствие перекоса зубьев, их окружных смещений и искривлений (зубчатый венец гибкого колеса облегает генератор волн по дуге в осевом направлении, зазоры значительно меньше. Поэтому уже при  $T_2 = 0$  зацепление в волновой передаче является фактически безззорным. При этом еще нет прилегания зубьев по всей длине, но за счет их контакта в отдельных точках и люфта нет. Это подтверждается экспериментом, показывающим, что уже при  $T_2 = 0,05 T_{НОМ}$  и  $i = 86$  угол  $\theta_{УМХ}$  составляет всего 0,9 и 0,48 минут при одном и двух гибких колесах. В то же время теория дает при этом же моменте и одном гибком колесе  $\theta_{УМХ} = 3,96$ .

Очевидно, что в связи со сложностью теоретического решения паспортные значения крутильной жесткости ВЗП при малых моментах необходимо получать экспериментально. Это положение подтверждают другие исследователи. Так Шувалов С.А. в [3] указывает, что нижний предел крутильной жесткости расчетом не устанавливается.

Для практических расчетов коэффициентов крутильной жесткости ВЗП с одним и двумя гибкими колесами при номинальных моментах предлагается формула

$$C_{НОМ} = T_{НОМ} / \theta^{1,06}, \quad (2)$$

где  $\theta$  – угловое перемещение выходного звена, определяется по рассмотренной выше методике.

При моменте на тихоходном валу  $T_2 = 0,05 T_{НОМ}$  (паспортная величина) коэффициент крутильной жесткости ВЗП приближенно равен  $C_{5\%} = (0,4 \dots 0,45) C_{НОМ}$ .

Вопрос о сравнении крутильной жесткости ВЗП и обычных зубчатых передач при равных передаточных отношениях и нагрузках в настоящее время остается открытым. По данным [1] зубчатые редукторы при  $i = 50 \dots 100$  имеют  $C = 10^4 \dots 10^7$  Нм/рад. Для уменьшения влияния погрешностей и зазоров последнюю ступень в таких редукторах выполняют с  $i = 10$  и более, в результате чего передача имеет большие размеры. При этом остаются также сложности с выборкой зазоров.

Волновая передача, особенно предложенная нами ВЗП с двумя гибкими колесами, имеют соизмеримые параметры по жесткости с зубчатым редуктором при безлюфтовости и компактности.

По изложенной в [1] теории были проведены расчеты крутильной жесткости (угла  $\theta$ ) СВЗП, имеющей следующие параметры: диаметр отверстия гибкого колеса под активный генератор  $D_{\text{п}} = 120$  мм (аналогично исследуемой ВЗП); активный генератор – кулачковый с гибким шариковым подшипником; пассивный генератор – кулачковый с гибким роликовым подшипником; корпус пассивного генератора имел сложное сечение с повышенным моментом инерции; генераторы связаны синхронизатором вращения; ширина зубчатых венцов гибкого колеса  $v_{1Г} = v_{2Г} = 25$  мм;  $m = 0,7$ ;  $Z_1 = 174$ ;  $Z_2 = 172$ ;  $Z_3 = 164$ ;  $Z_4 = 162$ , что давало  $i_{H_1 4}^1 = - 41,46$ ; жесткое колесо  $Z_4$  выполнено заодно с тихоходным валом.

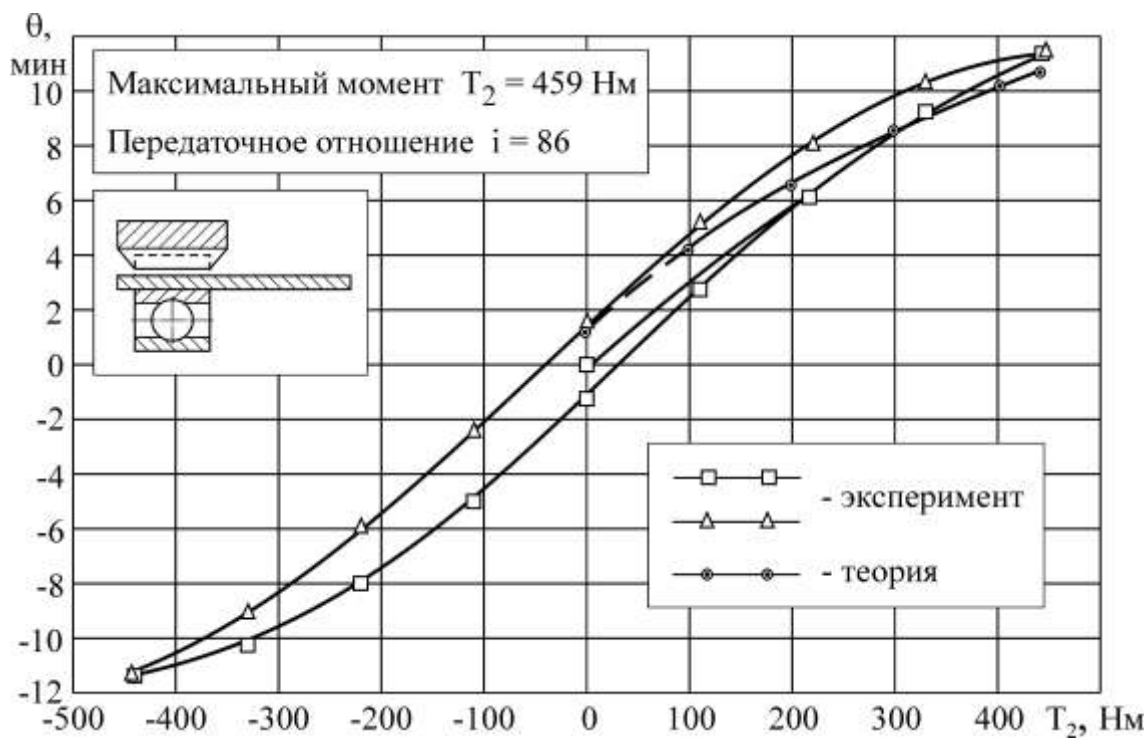


Рис. 1. Экспериментальные и расчетные значения угла  $\theta$  при одном гибком колесе

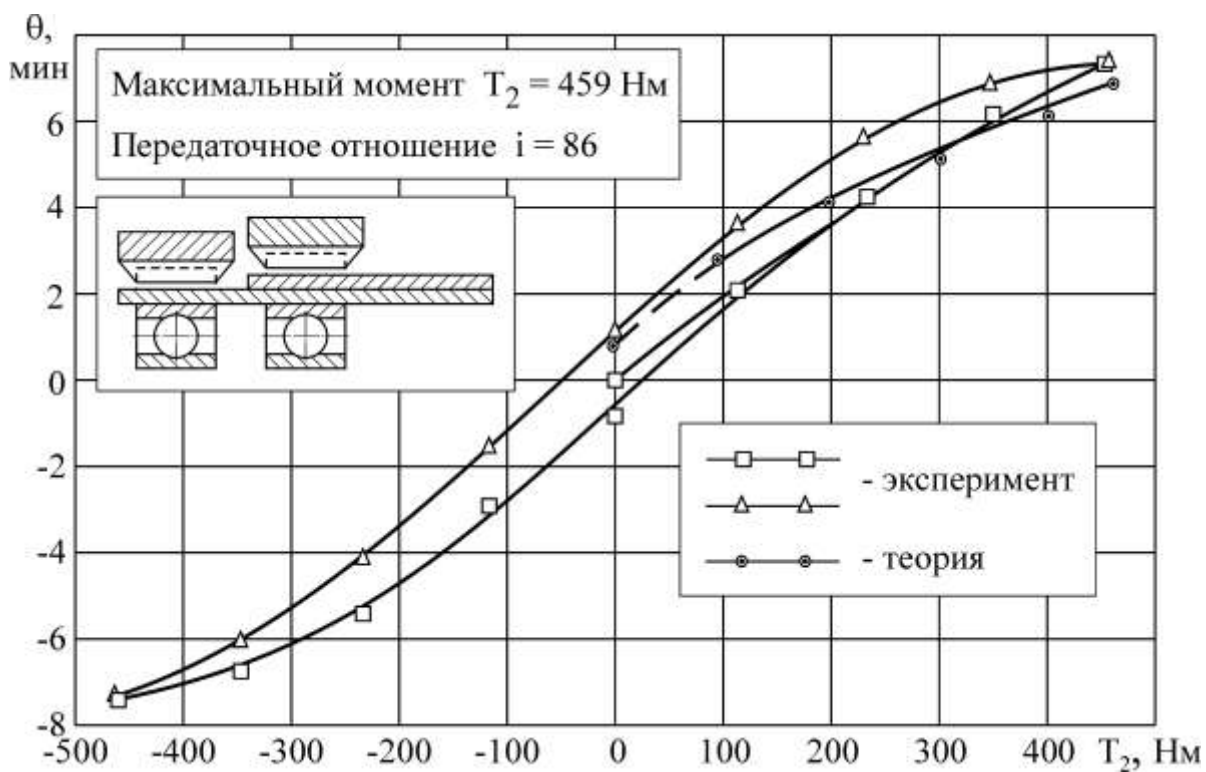


Рис. 2. Экспериментальные и расчетные значения угла  $\theta$  при двух гибких колесах

По методике и на стенде, описанных выше, были проведены экспериментальные исследования крутильной жесткости СВЗП. Полученная петля гистерезиса показана на рис. 3. Для нее характерным является

увеличенный угол гистерезиса  $\theta_{\text{ГИСТ}}$  по сравнению с ВЗП, что объясняется большим влиянием сил трения при малых моментах.

На рис. 3 показан также график изменения расчетных значений угла  $\theta$ . Как и для ВЗП получено удовлетворительное (4 ... 20 %) несовпадение расчетных и экспериментальных величин при моментах  $T_2 = (1 \dots 0,25) T_{\text{НОМ}}$ . При моментах близких к нулю, сравнимые величины несоизмеримы.

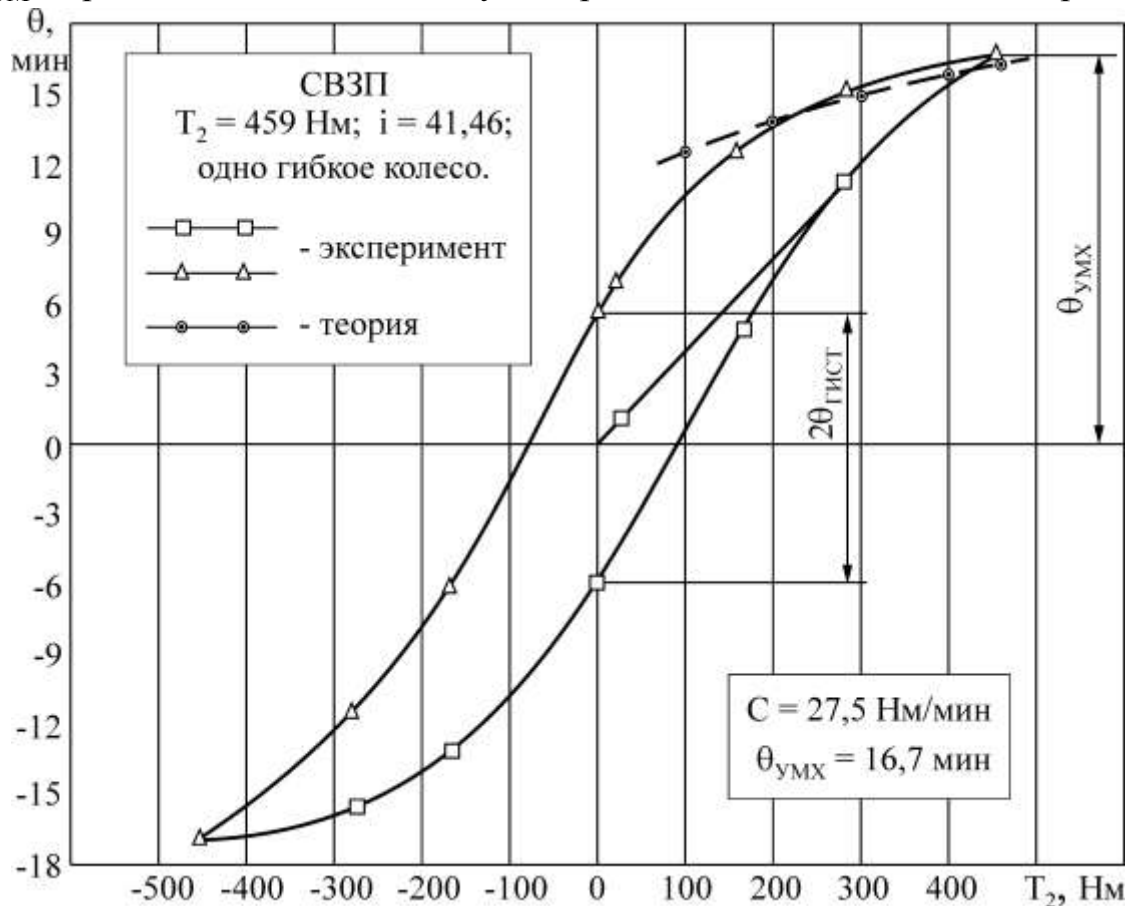


Рис. 3. Экспериментальные и расчетные значения  $\theta$  для СВЗП

На наш взгляд это можно объяснить сложным характером распределения зазоров в двух зацеплениях СВЗП, которое теория не учитывает. При этом эксперименты показывают, что СВЗП, также как и ВЗП, при малых моментах фактически является более беззазорной, чем принималось в теоретических расчетах. Это, очевидно, связано с перекосами и искривлениями зубьев, приводящими к их контактам в нерасчетных точках, препятствующих свободному повороту выходного звена.

Для практических расчетов коэффициентов крутильной жесткости СВЗП при номинальных моментах предлагается формула

$$C_{\text{НОМ}} = \frac{T_{\text{НОМ}}}{\theta^{1,03}}, \quad (3)$$

где  $\theta$  – угол упругого мертвого хода СВЗП при номинальном моменте, посчитанный по приведенной выше методике.

При моменте на тихоходном валу  $T_2 = 0,05 T_{НОМ}$  (паспортная величина) коэффициент крутильной жесткости СВЗП приближенно равен

$$C_{5\%} = 0,25 \dots 0,3 \bar{C}_{НОМ}, \quad (4)$$

**Выводы**

1. Сравнение расчетных и экспериментальных значений крутильной жесткости ВЗП показало их удовлетворительное совпадение (4 ... 21 %) при моментах  $T_2 = (0,2 \dots 1) T_{НОМ}$ . При  $T_{НОМ}$  погрешность составляет 10,8 %. Это позволяет использовать предложенную теорию в указанном диапазоне нагрузок.

2. При  $T_2 < 0,2 T_{НОМ}$  погрешность резко возрастает. Поэтому паспортные значения крутильной жесткости ВЗП при малых моментах необходимо устанавливать экспериментально.

3. СВЗП обладает меньшей крутильной жесткостью (при  $T_{НОМ}$  примерно в 1,6 раза) по сравнению с ВЗП.

4. Перспективными исследованиями для предложенных нами ВЗМ является их расширенная экспериментальная проверка с целью организации серийного производства для машин высокого класса.

**Список литературы:** 1. *Полетучий А. И.* Теоретическое исследование крутильной жесткости и упругого мертвого хода волновой передачи с одним и двумя гибкими колесами // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосмический ун-т им. Н. Е. Жуковского "ХАИ". – 2002. Вып. 30 (3) – с. 97-112. 2. *Полетучий А. И.* Сравнение крутильной жесткости волновой зубчатой передачи (ВЗП) с одним и двумя гибкими колесами // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: Нац. аэрокосмический ун-т "Харьк. авиац. ин-т." – 2001. Вып. 25 – с. 134-140. 3. *Шувалов С. А.* Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.02.02 / Моск. высш. техн. ун-т. – М., 1986. – 28 с.