

С.И. ПШЕНИЧНЫХ, кан. техн. наук,
Ю.В. КОВЕЗА, кан. техн. наук, Национальный аэрокосмический
университет "ХАИ" им. Н.Е. Жуковского

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДВУМЯ ГИБКИМИ КОЛЕСАМИ И ГЕНЕРАТОРОМ КАЧЕНИЯ

Приведено залежності для визначення КПД хвильової зубчастої передачі з двома гнучкими колісьми і кулачковым генератором хвиль, представлені результати теоретичного та експериментального дослідження, у порівнянні зі звичайними хвильовими передачами.

Expressions for determination of efficiency of wave gear comprising two flexible gear-wheels and cam wave generator are represented. Results of research of efficiency are submitted.

Постановка проблеми. Большие передаточные отношения и нагрузочная способность волновых зубчатых передач (ВЗП) в сочетании с быстроходными двигателями позволяют создавать высокоэффективные приводы для различных машин и механотронных систем. При этом можно утверждать, что возможности улучшения качественных характеристик обычной ВЗП, содержащей одно гибкое колесо (ГК) и одно жесткое колесо (ЖК), практически исчерпаны, так как геометрия зацепления и конструктивные параметры ВЗП стали близки к оптимальным. В НАКУ «ХАИ» предложена зубчатая волновая передача с двумя гибкими колесами, связанными с одним тихоходным валом [1]. Предложенная передача является весьма перспективной, поскольку теоретически имеет повышенную нагрузочную способность, быстроходность и крутильную жесткость, поэтому определение КПД передачи позволит оценить эти способности.

Анализ литературы. Первой работой в области теоретических исследований КПД следует считать работу [2], в которой даны ориентировочные зависимости для определения КПД ВЗП. Теоретические зависимости для определения КПД даны также в работе [3], в которой автор отмечает, что недостаточное количество экспериментальных данных по оценке КПД заставляет рассматривать выведенные им зависимости по определению теоретического КПД как ориентировочные. Исследованию потерь энергии в элементах ВЗП посвящена работа [4]. Автором предложен косвенный метод оценки потерь в зацеплении и генераторе волн через измерение температурных полей, являющихся следствием потерь мощности. Исследованию КПД посвящена работа [5], в ней выявлены основные составляющие потерь мощности в ВЗП, определяющие ее КПД, но для передачи с одним ГК.

Цель статьи. Целью данной статьи является определение КПД волновой зубчатой передачи с двумя гибкими колесами и сравнение результатов исследования с обычной передачей.

Основной материал. В ВЗП с двумя ГК поток передачи мощности распределяется по двум направлениям, поэтому суммарный КПД равен [6]

$$\eta = \frac{P_1 + P_2}{(P_1 / \eta_1) + (P_2 / \eta_2)}, \quad (1)$$

где P_1, P_2 – мощности передаваемые внутренним и внешним колесами соответственно; η_1 и η_2 – КПД первого и второго контуров.

Для ВЗП с кулачковым генератором волн принимаем, что основная доля потерь приходится на зацепление и генератор [5].

Тогда общий коэффициент полезного действия для каждого контура ВЗП

$$\eta_1 = \eta_{1за} \cdot \eta_{1н}, \quad \eta_2 = \eta_{2за} \cdot \eta_{2н}, \quad (2)$$

где $\eta_{за}$ – КПД зацепления и $\eta_{н}$ – КПД генератора волн. Другие составляющие потерь в передаче малы и не учитываются.

Потери в волновом зацеплении рассматриваем в абсолютном движении зубчатых колес для передачи с остановленными жесткими колесами и соединенными неподвижно с валом гибкими колесами. Потери на трение в зацеплении i-пары зависят от потерь на трение в контактирующих зубьях:

$$P_{mp}^{зац} = f_{mp} \cdot F_R \cdot V_{ск},$$

где $f_{\square p}$ – коэффициент трения скольжения зубьев в зацеплении; F_R – нормальная сила в зацеплении; $V_{ск}$ – скорость скольжения в точке контакта зубьев. Величина $V_{ск}$ определяется кинематическим взаимодействием зубьев гибкого и жесткого колес, формой деформации гибкого колеса и скоростью вращения генератора волн:

$$V_{ск} = V_z / \cos(\alpha_{ср}),$$

где V_z – окружная составляющая скорости зуба гибкого колеса; $\alpha_{ср}$ – угол профиля жесткого колеса. Согласно кинематике волновых передач [7]

$$V_z = \omega_n \cdot w_0 \cdot \cos 2(\varphi_1 - \omega_n t),$$

где ω_n – угловая скорость генератора волн; w_0 – размер радиального деформирования; φ_1 – угловая координата точки на срединной линии до деформирования, отсчитываемая от большой оси генератора; t – время движения. Специфика зацепления волновой передачи заключается в многопарном контакте зубьев, поэтому мощность трения в зацеплении

$$P_{1мп}^{зац} = f_{мп} \cdot \sum_{i=1}^m (F_{ав_i} \cdot V_{ск-ав_i}), \quad P_{2мп}^{зац} = f_{мп} \cdot \sum_{i=1}^m (F_{ав_i} \cdot V_{ск-ав_i}), \quad (3)$$

где m – число одновременно контактирующих зубьев в зоне зацепления.

Для исследуемой передачи мощность на выходном валу для каждого контура с учетом всех сил

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_n / i, \quad P_2 = T_2 \cdot \omega_n / i, \quad (4)$$

где T_1 и T_2 – передаваемый момент внутренним и внешним контуром соответственно; ω_n - угловая скорость генератора волн; i – передаточное отношение передачи.

КПД зацепления с учетом (3) и (4)

$$\eta_{1зач} = 1 - \frac{P_{1мп}^{зач}}{P_{1мп}^{зач} + P_1}, \quad \eta_{2зач} = 1 - \frac{P_{2мп}^{зач}}{P_{2мп}^{зач} + P_2}. \quad (5)$$

Потери на трение в генераторе приходятся на подшипник качения. Момент трения, возникающий в подшипнике,

$$T_1^n = T_0^n + T_F^n + T_{ск}^n, \quad (6)$$

где T_0^n - момент трения, зависящий от типа подшипника; T_F^n - момент трения, зависящий от нагрузки на подшипник; $T_{ск}^n$ - момент трения, обусловленный микроскольжением в площадке контакта тел качения.

Момент T_0^n , достигающий значительных величин при высокой частоте вращения и относительно небольших нагрузках, зависит от условий смазки и ее вязкости [8]:

$$T_0^n = 10^{-7} t_0 D_m^3 \sqrt{(v n)^2},$$

где D_m – средний диаметр подшипника; t_0 – коэффициент, зависящий от условий его смазки, для шарикового радиального $t_0=0.7...1$ и роликового радиального $t_0=1...1,5$ при масляном тумане; v - кинематическая вязкость смазки; n – частота вращения подшипника.

Момент T_F^n , особенно велик при малой частоте вращения тяжело нагруженных подшипников и зависит от размеров деформации:

$$T_F^n = t_1 D_m \sum_{j=1}^{Z_w} P_{Rj},$$

где t_1 - коэффициент, зависящий от степени нагружения, для шарикового радиального $t_1=0.0009$ и роликового радиального $t_1=0.00025...0.0003$ [9]; Z_w - количество тел качения в подшипнике; P_R – нормальная нагрузка на тело качения.

Момент $T_{ск}^n$ вызван микроскольжением тел качения [10]:

$$T_{ск}^n = 0,162(\alpha_i + \alpha_e) \cdot f_{ск} \sum_{j=1}^{Z_w} F_j,$$

где $f_{ск}$ - коэффициент трения скольжения; α_i - глубина пространственного пятна контакта, измеренная от его края до наиболее глубокой точки в сечении поперек направления качения; α_e - глубина пространственного пятна контакта, измеренная от его края до наиболее

глубокой точки в сечении вдоль направления качения.

Глубина зависит от геометрии пятна контакта:

$$\alpha_i = a^2 / 2\rho_i, \quad \alpha_e = b^2 / 2\rho_e,$$

где a и b – полуоси эллиптического пятна контакта в поперечном и продольном сечениях по отношению к направлению качения; ρ_i и ρ_e – приведенные радиусы кривизны контактируемых тел во взаимно перпендикулярных сечениях, которые вычисляются из выражений

$$\frac{1}{\rho_i} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{1i}} + \frac{1}{\rho_{2i}} \right), \quad \frac{1}{\rho_e} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{1e}} + \frac{1}{\rho_{2e}} \right),$$

где индекс 1, относится к желобу, а индекс 2 - к сфере. При этом:

$$a = b = 0.0503 \cdot \left(\frac{F}{4/d \pm 1/R - 1/r} \right)^{1/3},$$

где d – диаметр тела качения; r – радиус желоба; знак минус применяется в случае охватывающей поверхности радиусом R .

КПД генератора внутреннего и внешнего контура соответственно равен

$$\eta_{1и} = 1 - \frac{P_{1mp}^n}{P_{1mp}^n + P_1}, \quad \eta_{2и} = 1 - \frac{P_{2mp}^n}{P_{2mp}^n + P_2}. \quad (7)$$

Потери на трение в генераторе для первого контура с учетом (6)

$$P_{1mp}^n = \omega_u \cdot T_1^n,$$

Для второго контура расчет аналогичен. Кроме суммарных потерь на трение в генераторе, необходимо учитывать потери на трение возникающие между оболочками гибких колес:

$$P_{2mp}^n = \omega_u \cdot T_2^n + P_{об},$$

где $P_{об}$ – потери мощности на трение между колесами:

$$P_{об} = f_{ск} \left[\sum_{j=1}^n (P_{Rj} \cdot V_{uj}) - \sum_{i=1}^m (F_{Ri} \cdot V_{ui}) \right],$$

где $f_{ск}$ - коэффициент трения скольжения между колесами; V_u - осевая скорость скольжения. Согласно кинематике волновых передач [7]

$$V_u = - \frac{R_1}{2 \cdot L_c} \omega_u \cdot w_0 \cdot \sin 2(\varphi_1 - \omega_u t),$$

где R_1 – радиус нейтрального слоя недеформированного зубчатого венца гибкого колеса; L_c – длина гибкого колеса.

Для изучения КПД волновых передач различных типов в НАКУ «ХАИ» был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд.

Стенд (рис.1) содержит: сварную раму 1, на которой установлен баланс-мотор постоянного тока 2 П-61У4 с независимым возбуждением.

Максимальная частота вращения двигателя 3000 мин^{-1} . С помощью зубчатой компенсирующей муфты 3 двигатель соединяется с планетарным мультипликатором 4 с передаточным отношением 3.31. С входным валом экспериментальной передачи 6 мультипликатор связан с помощью зубчатой муфты 5. Выходной вал опытной передачи посредством зубчатой муфты 7 соединяется с порошковым электромагнитным тормозом 8 ПТ-100М1.

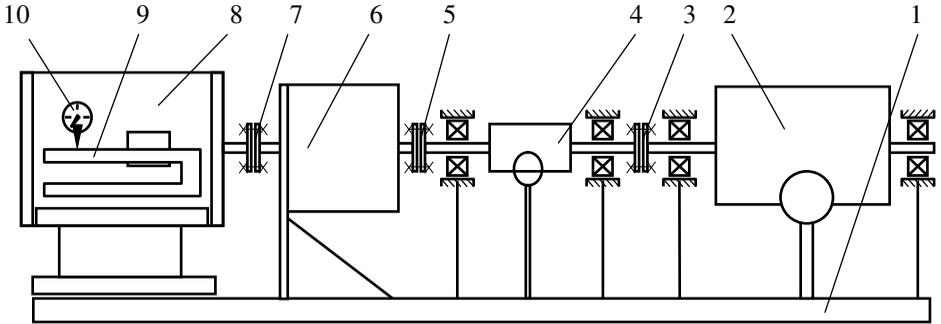


Рис.1. Экспериментальный стенд для изучения КПД волновых передач

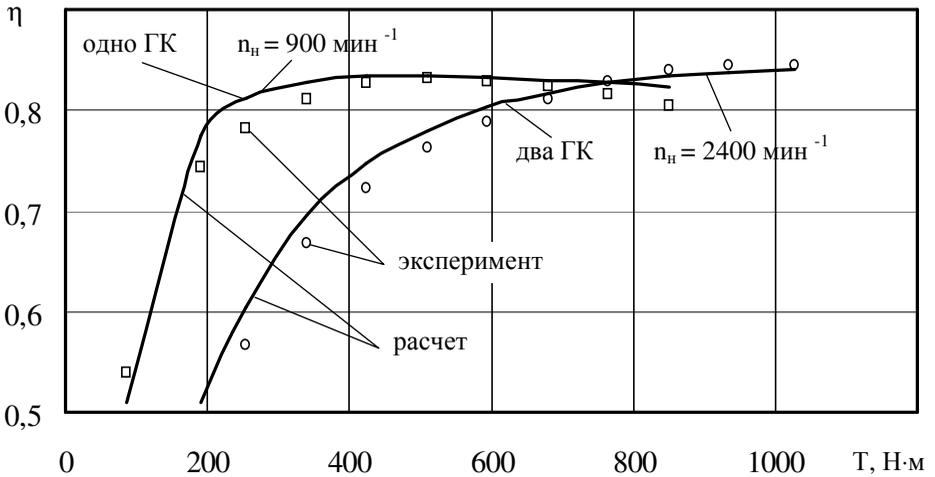


Рис.2

Путем изменения напряжения питания возможно плавное регулирование частоты вращения двигателя от 0 до 3000 мин^{-1} . Применение мультипликатора сделало возможным увеличить частоту вращения входного вала опытной передачи до 10000 мин^{-1} . С помощью рычагов и

динамометрических устройств 11, 12 могут быть зарегистрированы реактивные моменты на двигателе 2 и мультипликаторе 5. Величина тормозного момента на валу тормоза изменяется пропорционально намагничивающему току (напряжению) от нуля до номинального значения 1000 Нм. Тормозной момент косвенно оценивается посредством упругого элемента - скобы 9 и часового индикатора 10 с ценой деления 0.01 мм.

На рис. 2 представлены результаты теоретического и экспериментального исследования КПД, изображены графики для ВЗП с одним и двумя гибкими колёсами в зависимости от передаваемого вращающего момента T и частоты вращения выходного вала редуктора n_n .

Выводы. При начальном нагружении КПД передач с двумя гибкими колесами меньше, чем у обычных ВЗП, за счет суммирования потерь на трение в генераторе волн, возникающих в каждом контуре. Однако при достижении номинального вращающего момента КПД ВЗП с двумя колесами становится равным передаче с одним колесом. В этом случае потоки мощности на внутреннем и внешнем контурах достигают их номинальной нагрузки, при этом эффективность работы контуров высокая, и суммарный КПД передачи, как следует из формулы (1) также высокий. Поэтому использование в ВЗП второго гибкого колеса не приводит к снижению КПД передачи при номинальных режимах работы.

Список литературы: 1. Волновая зубчатая передача: А.с. 1409803 СССР, МКИ F16H 1/00, 57/12 / *А.И. Полетучий* (СССР). – 4038060/25-28; Заявлено 18.03.86; Опубл. 15.07.86, Бюл. №13 - 3 с. 2. *Иванов М.Н., Шувалов С.А., Артанов А.К.* Волновые зубчатые передачи // Известия вузов. Сер. Машиностроение. -1963.- № 8. - С. 19 - 21. 3. *Гинзбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б.* Зубчатые передачи: Справочник / Под ред. Е.Г. Гинзбурга. - 2-е изд. - Л.: Машиностроение, 1969. - 416 с. 4. *Заяц В.А.* Анализ потерь в волновой зубчатой передаче: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. Днепропетровск, 1985. - 162 с. 5. *Финогенов В.А.* Исследование коэффициента полезного действия волновых зубчатых передач: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / МВТУ. - М., 1971. - 16 с. 6. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин.- М.: Наука, 1975.– 640 с. 7. *Иванов М.Н.* Волновые зубчатые передачи. - М.: Высш. шк., 1981.-184 с. 8. *Перель Л.Я.* Подшипники качения: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. – 543 с. 9. *Крагельский И.В., Виноградова И.Э.* Коэффициенты трения. - М.: Машиностроение, 1962. – 218 с. 10. *Пинегин С.В.* Трение качения в машинах и приборах. - М.: Машиностроение, 1976. – 264 с

УДК 629.735.33.06

В.Т. АБРАМОВ, к.т.н. НАКУ «ХАИ»,
В.А. МАТУСЕВИЧ, главный конструктор-директор «ХАКБ»,
В.Н. САПРЫКИН, к.т.н. НАКУ «ХАИ», Харьков

АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЗМОВ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ В ЦЕЛЯХ ИХ УНИФИКАЦИИ

Приводятся данные электромеханизмов, используемых для приводов различных объектов КЛА в