УДК 621.833

Ю.В. Стрельников, инж.
БГТУ им Шухова, г. Белгород, Россия
Тел.: 00079107373663; *E – mail:* yuriy.strelnikov@inbox.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В W – МЕХАНИЗМЕ

В статье приведены результаты исследования энергетических потерь в W – механизме, представляющем неотъемлемый узел планетарных передач K-H-V и циклоидальных редукторов Sm-Cyc1o, где осуществляют передаточное отношение +1 между параллельными валами. Большие углы давления в высших кинематических парах W – механизма вызывают повышенные значения действующих сил и энергетических потерь, при исследовании которых использовались результаты геометрического, кинематического и силового анализа. Установлено, что величина энергетических потерь зависит не только от скорости относительного скольжения цевок в окнах сателлитов и действующих сил, но и характер распределения усилий между цевками. Получено условие заклинивания W – механизма, которое зависит от коэффициента трения, эксцентриситета и передаточного отношения первой ступени.

Ключевые слова: *передача, механизм, вал, цевка, сила, скорость, работа*

Введение

Планетарная передача типа *K-H-V* с внутренним зубчатым зацеплением и малой разностью в числах зубьев колес представляет комбинацию планетарного зубчатого механизма и механизма муфты, предназначенной для съема вращательного движения с сателлита или его торможения [1]. Конструктивные разновидности передач *K-H-V* определяются в основном применяемой в нем муфтой. В качестве муфты можно использовать: цевочное зацепление, зубчатую муфту, механизм параллельных кривошипов, муфту Ольдгейма, упругие муфты или валы. Конструкция муфты в значительной степени влияет на габариты, нагрузочную способность, к.п.д., точность, виброактивность, и др. технические характеристики планетарной передачи.

По принципу действия *K-H-V* передачи близки к волновым передачам, но в планетарных передачах используются только жесткие зубчатые колеса, и не применяется низкоресурсное гибкое колесо [2, 3]. В *K-H-V* передачах можно применять циклоидальное и цевочное зацепления [4, 5], а также эвольвентное внутреннее зацепление с малой разностью в числах зубьев колес. Планетарные *K-H-V* редукторы компактны и позволяют реализовывать большой диапазон передаточных отношений от 7 до 70 при высокой точности и жесткости.

Вторая ступень планетарных передач типа *K-H-V*, а также циклоидальных редукторов, выпускаемых рядом зарубежных фирм, выполняется в форме *W* – механизма, преобразующего планетарное движение сателлитов во вращательное движение ведомого звена с передаточным отношением равным единице [6]. Функциональным подобием *W* – механизма могут служить механизм параллельных кривошипов, муфта Ольдгейма, упругие муфты, зубчатая передача между параллельными валами с передаточным отношением, равным единице.

Однако перечисленные механизмы не применяются в *K-H-V* передачах по ряду отдельных причин, основными из которых являются: низкая нагрузочная способность и к.п.д., несбалансированность действующих сил, несовершенство конструкции, позволяющей использовать только один сателлит. Использование *W* – механизма обеспечивает кинематическую связь двух сателлитов, установленных в противофазе, с ведомым валом, и в отличие от других схем достигается сбалансированность сил, компактность конструкции, сравнительно высокая нагрузочная способность и к.п.д., хорошие виброакустические характеристики.

Основные энергетические потери в *K-H-V* редукторах приходятся на *W* – механизм, что служит основанием для установления и анализа причин возникновения потерь в *W* – механизме.

Основное содержание и результаты работы

Вторая ступень в редукторах Sm-Cyc1o содержит диск, выполненный совместно с ведомым валом, на котором консольно расположены цевки. На двух сателлитах, установленных в противофазе, выполнены окна, непрерывно взаимодействующие с цевками. Окружности центров, на которых расположены цевки и окна одинаковы и имеют радиус R (рис. 1). Диаметры окон больше диаметров цевок на величину удвоенного эксцентриситета сателлитов.

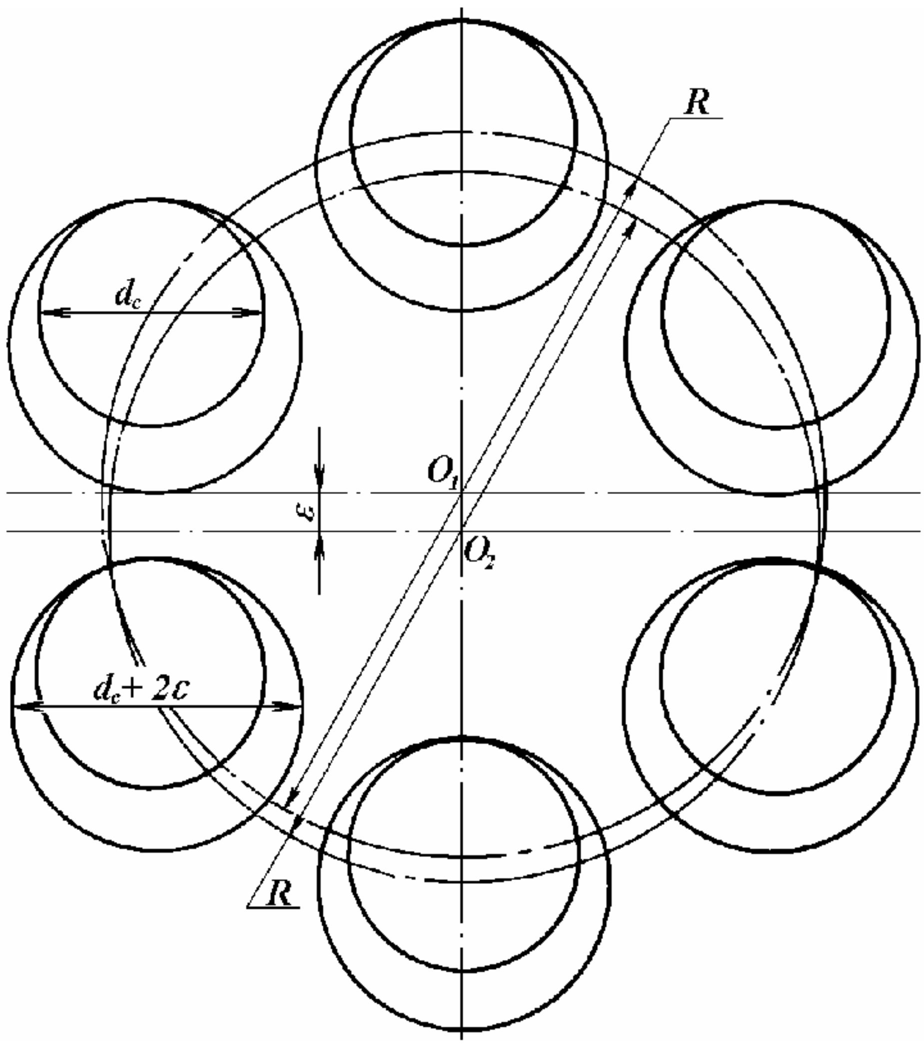

Рис. 1. Кинематическая схема механизма параллельных кривошипов

Сообщим ведущему валу вращательное движение с угловой скоростью $\omega_1 = \dot{\varphi}$. Угловую скорость сателлита считаем равной угловой скорости ведомого вала $\omega_2 = \dot{\psi}$. Определим положение точки контакта цевки с окном.

Из точки O_2, лежащей на оси редуктора и совпадающей с осью ведомого вала, проведем луч под углом $(\varphi + \psi)$ к вертикали. За вертикаль принята линия отсчета углов, совпадающая с направлением эксцентриситета сателлитов в исходном положении, повернутая на угол φ в обратном направлении (рис. 2).

Отложим на этом луче отрезок $O_2O_1 = e$. Из центров O_2 и O_1 проводим лучи под углом β_i к вертикали, отсчитывая угол β_i в противоположном направлении к углу φ причем $\beta_i = {}^{360}\!/_{n}\, i$, где n – число цевок, $0 \le i \le \frac{n}{2} - 1$. Тогда $0 \le \beta \le \pi \frac{n-2}{n}$.

На лучах откладываем отрезки, равные R, концы которых указывают соответствующие центры C_2 и C_1 цевки и окна. Из этих центров проводим окружности радиусами цевки r_c и окна r_o, с точкой контакта Q. При известных скоростях φ, ψ можно определить положение мгновенного центра скоростей сателлита. Центр сателлита O_1 имеет скорость $V_{01} = \omega_1 \cdot e$.

Расстояние до мгновенного центра скоростей сателлита

$$O_1P = \frac{V_{01}}{\dot{\psi}} = U \cdot e.$$

Скорости точек контакта Q**,** принадлежащие сателлиту V_{Q1} и цевке V_{Q2}

$$V_{Q_1} = PQ \cdot \dot{\psi}, \qquad (1)$$

$$V_{Q_2} = O_2Q \cdot \dot{\psi}. \qquad (2)$$

Определим скорости в точке контакта Q_i $i^{\underline{го}}$ окна с $i^{\underline{ой}}$ цевкой (рис. 3). Скорость $\overline{V}_{Q2i}$ точки контакта $i^{\underline{ой}}$ цевки составлена из суммы векторов скорости центра цевки C_{2i}, $\overline{V}_{2i}$ и скорости $\overline{V}'_{2i}$ точки Q_i, принадлежащей цевке, вокруг центра C_{2i}

$$\overline{V}_{Q_{2_i}} = \overline{V}_{2_i} + \overline{V}'_{2_i}. \qquad (3)$$

Скорость $\overline{V}_{Q_{1_i}}$ точки контакта $i^{\underline{го}}$ окна Q_i равна геометрической сумме скоростей центра сателлита O_1, $\overline{V}_{0_i}$ центра окна C_{1i} вокруг центра сателлита O_1 и точки контакта Q_i, принадлежащей окну, вокруг центра C_{1i}

$$\overline{V}_{Q_{1_i}} = \overline{V}_{O_1} + \overline{V}_{1i} + \overline{V}'_{1i}. \qquad (4)$$

Сравнивая правые части выражений (3) и (4), можно записать

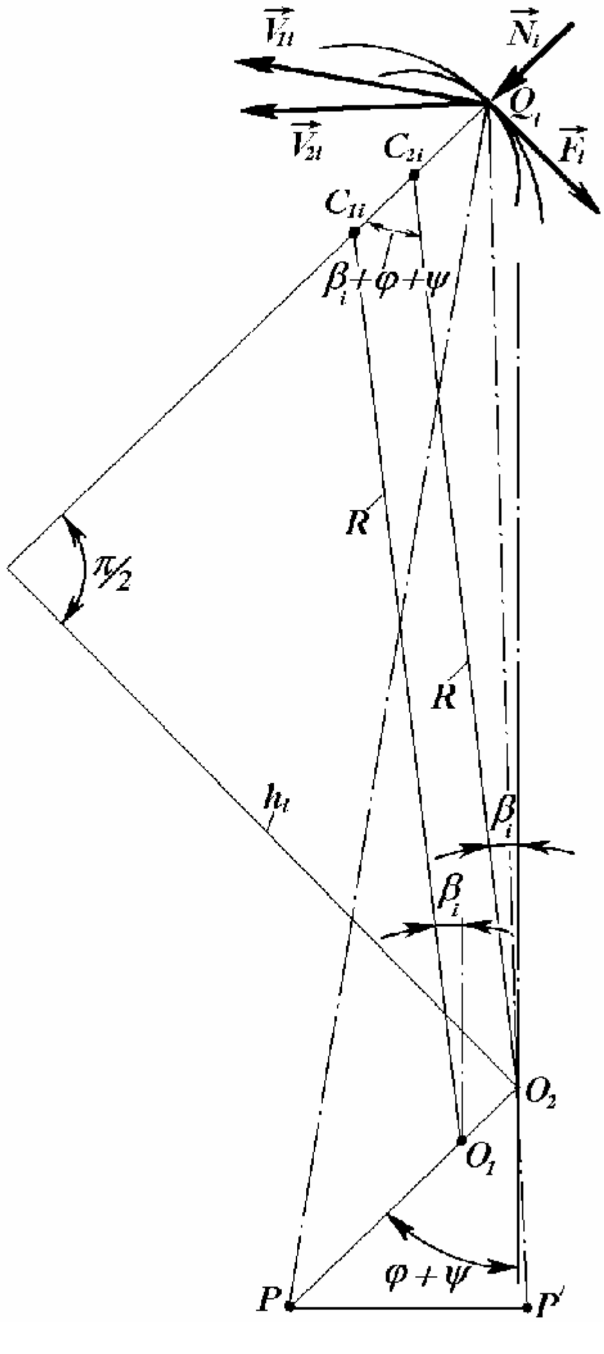

Рис. 2. Схема контакта цевки с окном сателлита

$$\overline{V}_{1_i} = \overline{V}_{2_i}, \qquad V_{O_1} = \dot{\varphi} \cdot \varepsilon, \qquad V'_{1i} = \dot{\psi}\,\frac{d_c}{2}, \qquad V'_{2i} = \dot{\psi}\left(\frac{d_c}{2} + \varepsilon\right).$$

Относительная скорость скольжения V_{τ_i} $i^{\underline{ой}}$ цевки в окне сателлита

$$V_{\tau i} = \left(\overline{V}_{Q1i} - \overline{V}_{O2i}\right)_{\tau} = \varepsilon\,(u+1) \cdot \dot{\psi}\,. \tag{5}$$

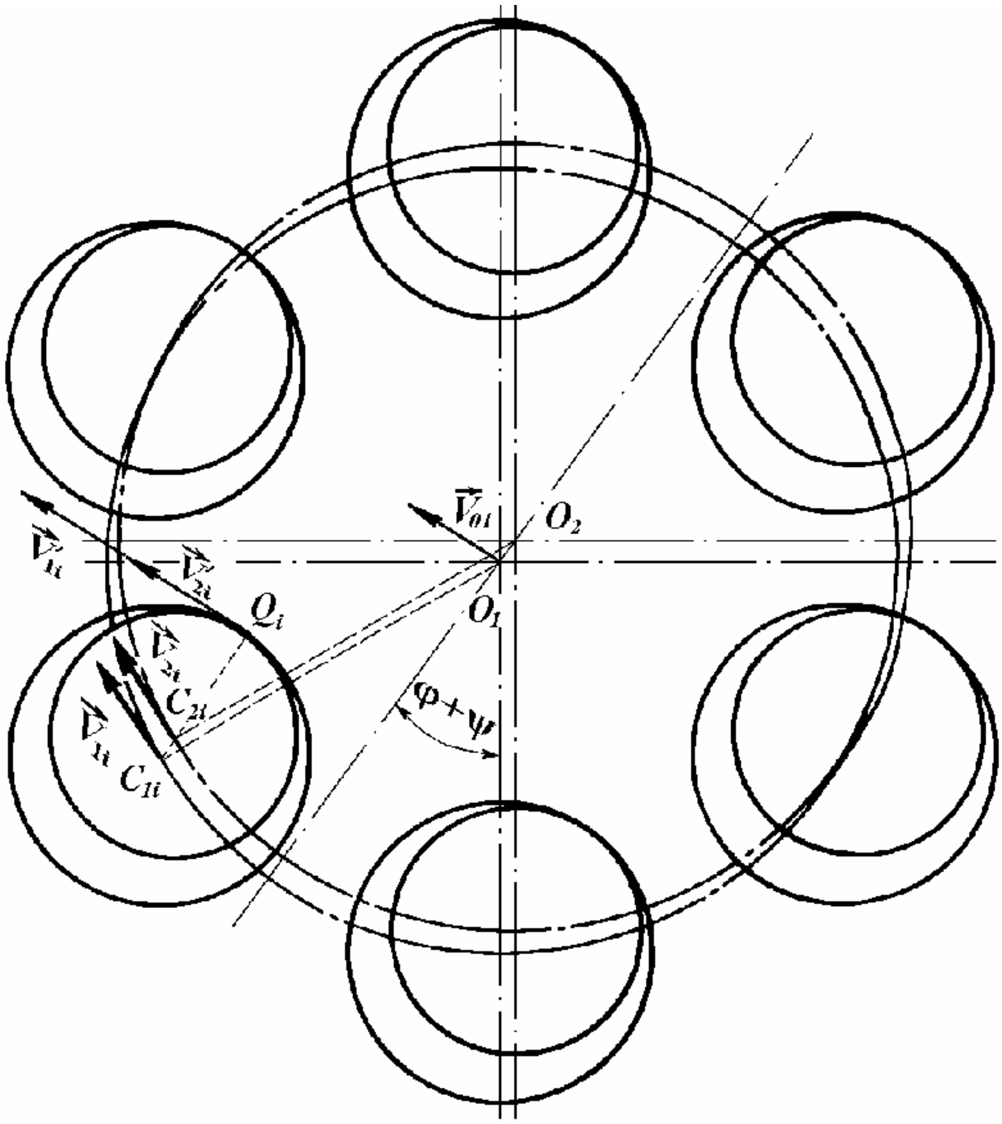

Рис. 3. Определение скорости относительного скольжения $i^{\underline{\text{ой}}}$ цевки в окне сателлита

На величину энергетических потерь второй ступени влияют не только скорости относительного скольжения цевок в окнах сателлитов, но и характер распределения усилий между цевками ведомого вала. Считаем, что жесткость сателлитов с окнами и ведомого вала с основанием, где консольно установлены цевки, во много раз превышает жесткость цевок, которые можно считать консольно защемленными балками с нормально приложенной нагрузкой по отношению к оси

$$N_i = K \cdot \Delta_i ,$$

где N_i – нормальное усилие приложенное к свободному концу цевки, K – изгибная жесткость цевки, Δ_i – прогиб цевки. Отношение нормальных усилий N_1 и N_0, приложенных к различным цевкам, пропорционально их прогибам, которые пропорциональны величине соответствующих плеч h_i и h_0 крутящих моментов, создаваемых усилиями N_1 и N_0 относительно оси редуктора $\frac{N_i}{N_0}=\frac{\Delta_i}{\Delta_0}=\frac{h_i}{h_0}$, откуда

$$N_i=\frac{h_1}{h_0}N_0 . \qquad (6)$$

Момент M, передаваемый цевками на ведомый вал

$$M=\sum_{i=0}^{n/2-1}N_i h_i=\frac{N_o}{h_o}\cdot\sum_{i=0}^{n/2-1}h_i^2 . \qquad (7)$$

Выражение (6) перепишем с учетом равенства (7)

$$N_i=\frac{M\cdot h_i}{\sum_{i=0}^{n/2-1}h_i^2} . \qquad (8)$$

Величина плеча h_i определяется из рис. 2

$$h_i=R\sin\left(\varphi+\psi+\beta_i\right), \qquad (9)$$

$$\sum_{i=0}^{n/2-1}h_i^2=R^2\sum_{i=0}^{n/2-1}\sin^2\left(\varphi+\psi+\beta_i\right)=\frac{n\cdot R^2}{4} . \qquad (10)$$

В выражение (8) подставим значения (9) и (10)

$$N_i=\frac{4M}{n\cdot R}\sin\left[\varphi+\psi+\beta_i\right]. \qquad (11)$$

Сила трения в контакте $i^{\underline{ой}}$ цевки с окном сателлита

$$F_i=\frac{4fM}{nR}\sin\left[\beta_i+\psi\left(U+1\right)\right]. \qquad (12)$$

Мощность потерь энергии P_i в контакте $i^{\underline{ой}}$ цевки с окном сателлита

$$P_i=F_iV_{\tau_i}=\frac{4fM}{nR}e\left(U+1\right)\sin\left[\beta_i+\psi\left(U+1\right)\right]\dot{\psi} . \qquad (13)$$

Элементарная работа dA_i силы трения

$$dA_i=P_i dt=\frac{4fe\left(U+1\right)\cdot M}{n\cdot R}\sin\left[\psi\left(U+1\right)+\beta_1\right]d\psi . \qquad (14)$$

Продолжительность цикла работы в контакте цевки с окном сателлита составляет $\frac{2\pi}{U+1}$ рад. Работа A_i силы трения F_i за цикл составит

$$A_i = \frac{4\,fe\left(U+1\right)M}{n \cdot R} \int_0^{2\pi/(U+1)} \left| sin\left[\psi\left(U+1\right)+\beta_i\right]\right| d\psi \,. \tag{15}$$

В интеграле выполним подстановку с изменением пределов интегрирования

$$\varphi = \psi\left(U+1\right); \quad \psi = 0 \rightarrow \varphi = 0\,; \quad d\psi = \frac{1}{U+1}d\varphi\,; \quad \psi = \frac{2\pi}{U+1} \rightarrow \varphi = 2\pi$$

и получим

$$A_i = \frac{4\,f\,\varepsilon\,M}{n\,R} \int_0^{2\pi} \left| sin\left(\varphi+\beta_i\right)\right| d\varphi\,. \tag{16}$$

Обозначим $\varphi + \beta_i = \chi$; $d\varphi = d\chi$. При этом $\varphi = 0 \rightarrow \chi = \beta_I$; $\varphi = 2\pi \rightarrow \chi = \beta_i + 2\pi$.

С учетом принятых обозначений перепишем выражение (16)

$$A_i = \frac{4\,f\,\varepsilon\,M}{n\,R} \int_{\beta_i}^{\beta_i+2\pi} \left| sin\,\chi \right| d\chi = \frac{8\,f\,\varepsilon\,M}{n\,R} \int_0^{\pi} \left| sin\,\chi \right| d\chi = \frac{16\,f\,\varepsilon\,M}{n\,R}. \tag{17}$$

Работа сил трения в контакте каждой цевки с окном сателлита за цикл $\frac{2\pi}{U+1}$,рад. одинакова. Полная работа сил трения всех цевок A_τ в $n/2$ раз больше, чем A_i по формуле (17), где $n/2$ – число одновременно работающих цевок

$$A_\tau = \frac{8\,f\;\varepsilon\,M}{R}\,. \tag{18}$$

Работа А постоянного момента сил M за цикл $2\pi/(U+1)$ составляет

$$A = M\,\frac{2\pi}{U+1}. \tag{19}$$

Оценим к.п.д. второй ступени циклоидального редуктора. Без учета других потерь, он определяется на основании выражений (18) и (19)

$$\eta = 1 - \frac{A_\tau}{A} = 1 - \frac{4\,f\varepsilon\left(U+1\right)}{\pi\,R}\,. \tag{20}$$

Из полученного выражения (20) следует, что при условии

$$\frac{4 f \varepsilon (U+1)}{\pi R} \geq 1 \tag{21}$$

возникает заклинивание редукторов типа *Sm-Cyclo*.

На к.п.д. редуктора отрицательное действие оказывает коэффициент трения скольжения *f*, объединяющий влияние силовых и кинематических факторов. Эксцентриситет в совокупности с передаточным отношением определяют кинематические факторы, влияющие на энергетические потери. С увеличением эксцентриситета редуктора ε и передаточного отношения *U* возрастает скорость относительного скольжения цевок вдоль окон сателлитов. Увеличение радиуса *R*, на котором расположены центры окон сателлитов и цевок, при постоянном крутящем моменте *M*, снижает величину нормальных усилий в контакте цевок с окнами сателлитов, что уменьшает работу сил трения и способствует повышению к.п.д. редуктора. Радиус *R* не влияет на кинематические параметры в контакте цевок с окнами сателлитов. Число цевок *n* не оказывает действия на величину энергетических потерь в контакте цевок с окнами сателлитов.

Общий к.п.д. редуктора η_0 с *W* механизмом во второй ступени, определится произведением выражений к.п.д. первой и второй ступеней

$$\eta_0 = \left\{ \frac{n}{2U} \sum_{i=1}^{n/2} \left[\frac{\left(\tilde{h}_{1i} + f h_{2i}\right) \Delta\varphi + f r_1 + \chi_i}{f r_1 \chi_i + \left(\tilde{h}_{1i} + f \tilde{h}_{2i}\right) \Delta\psi_i} \right] + \sum_{i=n/2}^{n} \left[\frac{\left(\tilde{h}_{1i} + f \tilde{h}_{2i}\right) \Delta\varphi + f r_1 \chi_i^*}{f r_1 \chi_i^* + \left(\tilde{h}_{1i}^* + f \tilde{h}_{2i}^*\right) \Delta\psi_i^*} \right] \right\} \left[1 - \frac{4 f \varepsilon (U+1)}{\pi R} \right]. \tag{22}$$

Для редуктора с параметрами $\varepsilon = 3{,}3$, $R = 72{,}5$ *мм*, $U = 24$, $f = 0{,}1$ общий к.п.д. согласно выражению (22) составит $\eta_0 = 0{,}847$. Если варьировать передаточным отношением *U*, не изменяя другие параметры, входящие в выражение (21), то заклинивание редуктора произойдет при передаточном отношении $U \geq 172$. Следует отметить, что энергетические потери в первой ступени редуктора не оказывают практического влияния на заклинивание циклоидальной передачи.

Заключение

1. Впервые предложен аналитический метод определения энергетических потерь в *W* – механизме, учитывающий величину и направление сил трения и скоростей скольжения в высших кинематических парах. С увеличением эксцентриситета редуктора ε и передаточного отношения *U* возрастают скорости относительного скольжения цевок вдоль окон сателлитов.

2. Увеличение радиуса *R*, на котором расположены центры окон сателлитов и цевок, при постоянном крутящем моменте *M*, снижает величину нормальных усилий в контакте цевок с окнами сателлитов, что уменьшает работу сил трения и способствует повышению к.п.д. редуктора. Радиус *R* не влияет на кинематические параметры в контакте цевок с окнами сателлитов. Число цевок *n* не оказывает действия на величину энергетических потерь в контакте цевок с окнами сателлитов.

3. Установлено, что на величину энергетических потерь *W* – механизма влияют не только скорости относительного скольжения цевок в окнах сателлитов, но и характер

распределения усилий между цевками ведомого вала. Получены зависимости потерь в W - механизме от геометрических и кинематических параметров. Установлено, что к.п.д. W – механизма падает с увеличением передаточного отношения, величины монтажного эксцентриситета установки сателлитов и коэффициента трения скольжения f.

4. Полученные результаты позволяют минимизировать энергетические потери в крупных редукторах с промежуточными телами качения на стадии проектирования и обеспечивают высокий научно – технический уровень интеллектуального продукта.

Список литературы:

1. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – М.– Машиностроение, 1966.– 305с.

2. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И. Создание волновых передач для тяжелого машиностроения // Вестник Восточноукраинского национального университета им. В. Даля. Научный журнал. – Луганск, 2009. – № 12 (142). – С. 132 – 136.

3. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Суков М.Г. Экспериментальное исследование к.п.д. крупных волновых редукторов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов – Донецк: ДонНТУ.–2012.–Вып. 1, 2(44).– С. 244 – 250.

4. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И. Повышение качества цевочных передач // Вестник Восточноукраинского национального университета им. В. Даля. Научный журнал. – Луганск, 2009. – № 12 (142). – С. 137 – 142.

5. Стрельников В.Н. и др. Силовой анализ зубчатых зацеплений с промежуточными телами качения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов – Донецк: ДонНТУ.– 2010.– Вып. 39. – С. 179 – 188.

6. Räder laufen im Getriebe um. Das Toroidgetriebe übersetzt Drehmomente in einer Stufe. ″VDI-Nachr.″ 1979, 33, № 21, c. 118 - 121.

Y.V. Strelnikov

W-GEAR POWER WASTE INVESTIGATION

W-gear power waste investigation results are presented. W-gear is the K-H-V planetary drives and Sm-Cyclo cycloidal gears integral component. In these devices it is possible to take +1 transmission ratio between parallel shafts. High pressure angles in W-gear kinematic pairs of higher degree result to increased forces and power waste, for investigation of which geometrical, kinematical and load design results were used. It was estimated, that power waste depends on trundle and planetary pinions relative slip speed, effective forces and trundles load pattern as well. W-gear jam condition was investigated. It depends on friction coefficient, first stage eccentricity and transmission ratio.

Key words: *drive, gear, shaft, trundle, force, speed, power waste.*

Ю.В. Стрельніков

ДОСЛІДЖЕННЯ УТРАТ ЕНЕРГІЇ У W-МЕХАНІЗМІ

Представлені результати досліджень енергетичних утрат у W-механізмі, який є невід'ємною частиною планетарних висилань K-H-V та циклоїдних редукторів Sm-Cyc1o, де здійснюють передатне відношення +1 між паралельними валами. Великі кути тиску у вищих кінематичних парах W-механізму призводять до підвищених діяльних сил та енергетичних утрат, при дослідженні котрих було використано результати геометричного, кінематичного та силового аналізу. Встановлено, що величина енергетичних утрат залежить не тільки від швидкості відносного ковзання цівок у вікнах сателітів и діяльних сил, але й характеру розподілення зусиль між цівок. Отримана умова заклинювання W-механізму, яка залежить від коефіцієнту тертя, ексцентриситету та передатного відношення першого ступеню.

Ключові слова: *передача, механізм, вал, цівка, сила, швидкість, утрати енергії.*

Надійшла до редколегії 11.06.2013 р.