УДК 621.833

РАСЧЁТ МЁРТВОГО ХОДА ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В.С. Янгулов, А.Е. Беляев*

Томский политехнический университет E-mail: dtps@lcg.tpu.ru *Новоуральский государственный технологический институт E-mail: Arnold@.NPI.Novouralsk.ru

Проведён анализ влияния возможных зазоров в кинематической цепи на мёртвый ход передач. Рассмотрены конструкторские и технологические приёмы снижения влияния некоторых из них на величину мёртвого хода. Приведен алгоритм расчёта зазоров вследствие износа рабочих поверхностей. Предложена методика расчёта мёртвого хода волновых передач с промежуточными телами качения. Представлены результаты работ по снижению мёртвого хода передач.

Ключевые слова:

Волновые передачи с промежуточными телами качения, мёртвый ход, зазор, износ.

Под понятием мёртвого хода примем изменение положения выходного вала после приложения к нему рабочей нагрузки в обоих направлениях при жестко зафиксированном входном валу. В момент замера в крайних положениях нагрузка снимается. Представляется, что в этом случае все зазоры в кинематической цепи передачи должны выбираться. Зазоры в передаче условно можно разделить на следующие составляющие: — рабочие, т. е. те, которые необходимы для нормального функционирования; — вызванные погрешностями изготовления и сборки; — возникающие вследствие остаточных деформаций в зонах контакта шарика с деталями передачи; — появляющиеся в процессе износа рабочих поверхностей при работе.

Рассмотрим схему (рис. 1) волновой передачи с промежуточными телами качения (ВППТК), где показаны основные зазоры и погрешности, влияющие на них, проведём анализ их влияния на мёртвый ход.



Рис. 1. Схема волновой передачи с промежуточными телами качения с зазорами и погрешностями

Зазоры, которые могут быть в местах крепления деталей передачи в корпусах, в сочленениях, в соединении с исполнительным механизмом, здесь не рассматриваются, при необходимости они рассчитываются по известным методикам. К рабочим зазорам можно отнести только Δ_0 – зазор между стенками пазов обоймы и телами качения (далее по тексту – шарики). Как правило, материалы, используемые для изготовления деталей передачи, имеют одинаковые с подшипниковыми сталями или близкие к ним значения физических свойств, поэтому зазоры для компенсации температурных изменений размеров в конструкцию не закладываются.

Детали и узлы, входящие в состав ВППТК, имеют допуски на их размеры, отклонения от формы и расположения. Для большей надёжности примем максимальные отклонения допусков, влияющих на зазоры в кинематической цепи передачи. Рассмотрим погрешности деталей и узлов, начиная с входного вала — генератора:

- δ_{Γ}° допуск на a_{ω} эксцентриситет вала;
- δ_г^{пп} посадка внутреннего кольца подшипника на вал;
- *δ*^{pn} радиальный зазор между наружным и внутренним кольцами подшипника;
- δ_{г^{пк}} посадка наружного кольца генератора на подшипник;
- δ_{r}^{HK} допуск на наружное кольцо.

Промежуточные тела качения, как правило, являются покупными изделиями, которые выпускаются шарикоподшипниковыми предприятиями. Размеры и их отклонения стандартизированы, $\delta_{\rm m}$ – допуск на диаметр шарика.

Допуск на профиль зуба может быть задан несколькими путями, например, одним параметром, включающим отклонения по координатам, угловому расположению, отклонение от оси жесткого колеса и т. д. или несколькими параметрами. Примем первый вариант, т. к. нет проблем, чтобы все задаваемые отклонения привести к одному, δ_{n_3} – допуск на профиль зуба жесткого колеса. Допуск на ширину пазов обоймы – δ_0 также может состоять из нескольких, отдельно задаваемых параметров, легко приводящихся к одному значению.

Используя опыт разработки редукторов, содержащих данные передачи [1], приведём конструктивные и технологические приёмы, уменьшающие или устраняющие влияние погрешностей деталей на мёртвый ход. Значение погрешностей, зависящих от посадок ($\delta_{\Gamma}^{nn}, \delta_{\Gamma}^{n\kappa}$), сводятся к нулю при применении посадок с натягом.

Величину δ_r^{pn} можно существенно уменьшить при гарантированном натяге в посадках обоих колец подшипника и далее. При их осевом сдвиге друг относительно друга она может быть сведена до нуля. Выполнение рабочей поверхности наружного кольца генератора конусной и осевая регулировка в процессе сборки позволит устранить зазоры в контакте с шариками передачи, тем самым $\delta_r^{нк}$ не будет влиять на мёртвый ход.

Для ВППТК, которая применена в редукторе системы автоматического регулирования [1], был использован селективный подбор шариков. Номинальный размер шариков – 3,175 мм, отклонение по геометрической форме – 0,25 мкм. Шарики, по согласованию с предприятием изготовителем, поставлялись по группам, разноразмерность между которыми составляла 2...3 мкм, а внутри группы между шариками она не превышала 0,5 мкм. В процессе сборки передачи контролировались момент трогания входного вала и мёртвый ход и по их значениям подбирались шарики, размеры которых обеспечивали заданные величины этих параметров. Тем самым можно существенно уменьшить влияние $\delta_{\rm m}$ на мёртвый ход передачи или практически его исключить.

Значения зазоров вследствие остаточных деформаций в зонах контакта шарика с деталями передачи, полученные в процессе экспериментальных исследований, составили менее 1 мкм. Это позволяет не учитывать их в расчётах мёртвого хода на этапе предварительного проектирования.

Определение зазоров, появляющихся в процессе износа рабочих поверхностей, на этапе разработки позволит оценить долговечность передачи и редуктора в целом. Изнашивание материалов – процесс разрушения поверхностных слоёв трущихся тел. Интенсивность изнашивания пар трения зависит от свойств материалов, технологической подготовки поверхностей, условий эксплуатации, нагрузки, смазки и многих других факторов. Основная трудность определения величины износа заключается в том, что при трении поверхностные слои подвержены воздействию окружающей среды при одновременном механическом воздействии сопряжённой поверхности [2, 3]. Поэтому процесс износа рассматривается как кумулятивный, т. е. суммирующий воздействия отдельных факторов при многократном нагружении фрикционных связей до отделения частицы износа. Расчёт на износ и долговечность предлагается по известной методике [3]. Данная методика позволяет при известной интенсивности износа определить долговечность передачи или решить обратную задачу — по известной долговечности найти среднюю интенсивность изнашивания.

В аналитических преобразованиях удобно пользоваться интенсивностью линейного изнашивания

$$I_{\rm h} = \frac{dh}{dS} \approx \frac{h}{S}$$

где *h* – глубина изношенного слоя; *S* – путь трения скольжения.

Для удобства и простоты расчёта всю величину износа приведём к шарику и определим долговечность передачи для однородных материалов по следующей зависимости

$$t = \frac{hE^{0.5}}{3I_{\rm m}(\rho p)^{0.5} \left(u \frac{R_{\rm l}}{R_{\rm 2}} - 1\right) n_{\rm m} Z_{\rm m}}$$

где E — модуль упругости; $\rho = (R_1 \pm R_2)/R_1R_2$ — приведённый радиус кривизны, контактирующих поверхностей, знак «минус» выбирается, если одна из поверхностей — вогнутая; R_1 и R_2 — радиусы кривизны контактирующих поверхностей; p — удельная нагрузка на единицу длины контакта; u — передаточное число между звеньями; n_u — относительная частота вращения контактирующих тел; Z_u — число шариков, находящихся одновременно в зацеплении.

Расчёт интенсивности износа приработанных поверхностей рекомендуется проводить по следующей зависимости

$$I_{\rm uu} = K_2 15^{0.4t_y} \alpha K_{tv} P E^{0.5t_y - 1} \tau_0^{0.5} \alpha_r^{-0.5} \left(\frac{K f_{\rm m}}{\sigma_0}\right)^{t_y}$$

где K_2 – коэффициент, зависящий от t_y , показателя кривой фрикционной усталости при упругом контакте; $\alpha = A_{\rm H}/A_{\phi}$ – коэффициент перекрытия, $A_{\rm H}$ и A_{ϕ} – номинальная и фактическая площади контакта; $K_{\rm N}$ – поправочный коэффициент, учитывающий количество циклов до отделения частицы износа; P – давление в контакте; τ_0 – сдвиговое сопротивление при экстраполяции нормального давления к нулю; α_r – коэффициент гистерезисных потерь; K – коэффициент, характеризующий напряжённое состояние на контакте, зависит от материала; f_m – молекулярная составляющая коэффициента трения; σ_0 – параметр фрикционной усталости.

По приведённой методике был проведён расчёт $I_{\rm m}$ для входной ступени редуктора — волновой передачи с шариками [1]. Данные для расчёта были выбраны из силового расчёта передачи и справочных данных [3]. Экспериментальные исследования — ускоренные испытания на ресурс, позволили оценить достоверность расчётных данных с их действительными значениями. В результате расчёта глуби-

на изношенного слоя на шарике равна 17 мкм. Контрольные замеры после окончания ускоренных испытаний дали следующие результаты: износ шарика – $h_{\rm m}$ =6 мкм; износ стенки паза обоймы – $h_{\rm n}$ =10 мкм; износ рабочих поверхностей профилей зубьев жесткого колеса и генератора составил менее 1 мкм. Наработка редуктора при ускоренных испытаниях соответствовала количеству циклов при работе в штатной ситуации за 10 лет, увеличенной на 20 %. Результаты эксплуатации редуктора в составе космического аппарата, данные телеметрии о точности управления приводом, подтвердили достоверность аналитических и экспериментальных данных. Это дало возможность увеличить ресурс космических аппаратов до 20 и более лет.

Особенностью ВППТК является то, что выходным звеном может быть обойма или жесткое колесо, при фиксации одного из них в корпусе второе звено вращается с редуцированной скоростью. Поэтому удобнее всего мёртвый ход передачи привязать к угловому изменению положения центра шарика, относительно общего центра обоймы и жесткого колеса – О_в, вследствие наличия зазоров (рис. 2).



Рис. 2. Схема для определения мёртвого хода

Наличие рабочего зазора – Δ_0 между шариками и стенками паза, даже при отсутствии всех остальных зазоров в кинематической цепи передачи, позволяет перемещаться центру шарика из положения $O_{\rm ul}$ в положение $O_{\rm ul}$, что вызывает поворот выходного звена на угол ψ_0 . Зазоры, обусловленные погрешностями профиля зубчатого венца – $\delta_{\rm m}$, допуском на диаметр шарика – $\delta_{\rm ul}$ и погрешностями деталей генератора – δ_{Σ_1} , допускают смещение центра шарика в положение $O_{\rm ul}$, это приводит к повороту выходного вала на угол $\psi_{\rm n}$.

Суммарный угол поворота выходного вала, мёртвый ход передачи – $\psi_{\text{MX}} = \psi_0 + \psi_{\text{II}}$.

Угол ψ_0 определится по следующей зависимости

$$\psi_0 = \operatorname{arctg} \frac{\Delta_o + \delta_o + I_{\text{III}}}{Y},$$

где Y – расстояние от центра шарика O_{μ} до центра зубчатого венца жесткого колеса O_{μ} .

$$Y = a_{\omega} \cos \varphi + \sqrt{R_{\Sigma}^2 - a_{\omega}^2 \sin^2 \varphi},$$

где φ – текущий угол поворота входного звена; $R_{\Sigma}=0.5(D_{r}+D_{u})$ – отрезок, соединяющий центры шариков O_{u} и эксцентрика O_{r} ; D_{r} , D_{u} – диаметры генератора и шарика.

Угол ψ_n определим из следующих рассуждений. Зазоры, обусловленные погрешностями деталей передачи, приводят к тому, что точка контакта шарика с профилем зуба К перемещается в положение K_1 , а центр шарика из точки O_{ul} в точку O_{ul} . Линейное перемещение точек контакта шарика с профилем составит ΔZ . Для выражения значения этой величины используем параметрические уравнения профиля зуба, а точнее, её одну координату X_n .

$$\Delta Z = \Delta X_{\rm m} / \cos \frac{\varphi}{u}$$

где

$$\Delta X_{\mathrm{n}} = X_{\mathrm{n}}^{\mathrm{K}} - X_{\mathrm{n}}^{\mathrm{K}_{\mathrm{n}}};$$

$$X_{\pi}^{K} = Y \sin \frac{\varphi}{u} + 0,5D_{m} \sin \left(\alpha + \frac{\varphi}{u}\right)$$

координата профиля в точке К;

$$X_{\pi}^{K_{1}} = Y_{1} \sin \frac{\varphi}{u} + (0, 5D_{\mu} - \delta_{\mu}) \sin \left(\alpha + \frac{\varphi}{u}\right)$$

то же самое в точке К₁;

$$Y_{1} = (a_{\omega} - \delta_{r}^{3}) \cos \varphi + \sqrt{[R_{\Sigma} - (\delta_{\Sigma r} + \delta_{m})]^{2} - (a_{\omega} - \delta_{r}^{3})^{2} \sin^{2} \varphi};$$

u – передаточное число (число зубьев); α – угол передачи движения профилю; $\delta_{r}^{3} = \delta_{r}^{rm} + \delta_{r}^{pn} + \delta_{r}^{n\kappa} + \delta_{r}^{n\kappa}$

Исходя из этих рассуждений, запишем выражение для определения ψ_{n}

$$\psi_{\rm n} = \operatorname{arctg} \Delta Z / Y_{\rm l}.$$

На этапе предварительного проектирования редуктора для японской компании «*Komatsu*» оценка мёртвого хода была проведена по приведённой методике. Основные параметры и размеры редуктора приведены в [4]. Расчёт проводился для двух вариантов конструкций редуктора. Первый – с устранением всех зазоров, вызванных погрешностями изготовления и сборки, и селективным подбором роликов. Второй – с минимальными зазорами, обусловленными посадкой деталей (h_7/H_7) и использованием роликов, разноразмерность которых не более 10 мкм. Зазор между роликами и стенками пазов обоймы был принят равным 0,1 мм. Требований по долговечности редуктора на этом этапе не предъявлялось, поэтому $I_{\rm m}$ в расчётах не учитывался.

На рис. 3 приведены результаты расчётов мёртвого хода, привязанные к профилю зуба жесткого колеса через угол φ . 1 – линия соответствует результатам расчёта по первому варианту; 2 – по вто-



Рис. 3. Результаты расчётов мёртвого хода

рому. Заданное значение мёртвого хода — линия 3, превышено в 2 раза, наибольшее влияние оказывает Δ_0 . В связи с этим было произведёно уменьшение зазора, принято $\Delta_0=0,032$ мм, что соответствует посадке ролика в пазу обоймы — e_7/H_7 . Линия 4 —

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Янгулов В.С. Редуктор системы автоматического регулирования повышенной долговечности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 1984. – 24 с.
- Трение, изнашивание и смазка / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 385 с.
- Трение, изнашивание и смазка / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. – 280 с.
- Янгулов В.С., Беляев А.Е. Элементы расчёта жесткости волновой передачи с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – № 3. – С. 69–73.
- Янгулов В.С. Прецизионный редуктор повышенной долговечности // Известия Томского политехнического университета. – 2007. – Т. 311. – № 2. – С. 18–23.
- Янгулов В.С., Дмитриев В.С., Гладышев Г.Н., Лянзбург В.П. Малогабаритный редуктор повышенной точности и долговеч-

результаты расчётов по первому варианту, с уменьшенным значением Δ_0 ; 5 – по второму.

Уменьшение зазора практически обеспечивает заданную величину мёртвого хода. Более того, использование селективной сборки позволяет получить достаточную долговечность редуктора за счёт большого значения допускаемого $I_{\rm m}$.

Использование ВППТК в составе редукторов для космических аппаратов поставило задачу снижения значения мёртвого хода до нескольких угл. сек. [5, 6]. Для решения этой задачи был разработан ряд передач с упругим натягом в зацеплении шариков с зубьями жесткого колеса [7, 8].

Упругий натяг достигается тем, что наружное кольцо генератора выполнятся с конической рабочей поверхностью, которую поджимают к шарикам упругие элементы, установленные между подшипником генератора и наружным кольцом. Конструкции этих передач обеспечивают самоустановку рабочей поверхности генератора относительно шариков, т. е. передача работает с переменными *a*_@ и *D*_г.

ности // Военная техника, вооружение и современные технологии при создании продукции военного и гражданского назначения: IV Междунар. технолог. конгресс. – Омск, 2007. – Ч. 2. – С. 240–243.

- А.с. 212950 СССР. МКИ³ F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов. Заявлено 19.03.1984; Зарегистр. 27.12.1984.
- А.с. 315418 СССР. МКИ³ F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов, С.В. Редковский. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 1.07.1990.
- А.с. 317718 СССР. МКИ⁵ F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов, С.В. Редковский. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 3.09.1990.

Поступила 29.03.2008 г.