

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_31

УДК 621.83.06

А. Н. Моисеенко

ОЦЕНКА КПД И ДИНАМИЧЕСКОЙ УРАВНОВЕШЕННОСТИ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

A. N. Moiseenko

ESTIMATION OF EFFICIENCY AND DYNAMIC BALANCE OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION

Аннотация

В статье исследуются КПД и уравновешенность сферических роликовых передач на основе теоретических зависимостей и результатов компьютерного моделирования. Рассмотрена конструкция передачи, в которой два ряда роликов, установленных на спутнике, взаимодействуют с остановленным и ведомым плоскими центральными колесами. Кинематическим аналогом выступают планетарные зубчатые передачи с двухрядным спутником, контактирующим с остановленным и ведомым центральными колесами. Сферическая роликовая передача позволяет получать большие передаточные отношения при малых габаритах редуктора. Разработана компьютерная модель передачи в системе NX, приводятся результаты исследований КПД в зависимости от приведенного коэффициента трения. Рассмотрены алгоритмы статического и динамического уравновешивания сферической роликовой передачи. Приведена конструктивная схема редуктора для промышленного использования.

Ключевые слова:

редуктор, сферическая роликовая передача, прецессионная передача, нутационный привод, компьютерная модель, симуляция движения, КПД.

Для цитирования:

Моисеенко, А. Н. Оценка КПД и динамической уравновешенности сферической роликовой передачи / А. Н. Моисеенко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 31–40.

Abstract

The article examines the efficiency and technical characteristics of spherical roller transmissions based on theoretical dependencies and computer simulation results. The design of the transmission is considered, in which two rows of rollers mounted on the satellite interact with the stopped and driven central wheels. Its kinematic analogue is the planetary gear with a double-row satellite, which is in contact with the stopped and driven central wheels. The spherical roller transmission makes it possible to obtain large gear ratios with small dimensions of the reducer. A computer model of the transmission in the NX system has been developed, and the results of studies of the efficiency depending on the reduced friction coefficient are presented. The algorithms for static and dynamic balancing of the spherical roller transmission are considered. The design scheme of the reducer for industrial use is given.

Keywords:

speed reducer, spherical roller transmission, precession transmission, nutation drive, computer model, motion simulation, efficiency.

For citation:

Moiseenko, A. N. Estimation of efficiency and dynamic balance of spherical roller transmission / A. N. Moiseenko // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 31–40.

Введение и постановка задачи

Сферические роликовые передачи (СРП) могут применяться в низкооборотных электромеханических приводах, где требуется обеспечить значительную редукцию скорости вращения вала двигателя при малых габаритах привода [1]. СРП являются инновационной разработкой и по техническим характеристикам могут конкурировать с червячными, планетарными зубчатыми и волновыми передачами, которые также имеют большие передаточные отношения. Разработан ряд конструктивных схем СРП и изготовлено более десятка экспериментальных образцов редукторов с диапазоном передаточных отношений 16...105, в которых сателлит содержит два коаксиальных ряда роликов [2]. Для снижения радиальных габаритов разработана конструкция передачи с осевым смещением рядов роликов относительно средней плоскости сателлита, перпендикулярной его оси. Сателлит совершает не плоское, а сферическое движение, поэтому он более уравновешен по сравнению с эксцентрично устанавливаемыми сателлитами планетарных механизмов, что доказано исследователями передач аналогичного (сферического) типа, называемых также прецессионными, осциллирующими или нутационными [3, 4]. Требования, предъявляемые к современным высоконагруженным и высокоскоростным приводам, диктуют необходимость полного уравновешивания редукторных механизмов, а также повышение их технического уровня [5]. Важнейшей характеристикой энергоэффективности и качества передачи является КПД. Он определяется экспериментально, но оценить КПД на стадии проектирования также очень важно. Аналитические модели [6] могут успешно дополняться результатами компьютерного моделирования. В соответствии с этим целями исследований являлись оценка КПД СРП на основе результатов компьютерного моделирования и разра-

ботка алгоритмов повышения уравновешенности редукторов.

Параметры компьютерной модели СРП

Кинематическим аналогом СРП выступают планетарные зубчатые передачи с двухвенцовым сателлитом с двумя внутренними зацеплениями, поэтому для определения передаточного отношения используются одинаковые формулы. В СРП роль чисел зубьев центральных колес выполняют числа периодов (выступов) кулачковых поверхностей плоских колес, а чисел зубьев венцов сателлита – числа роликов в двух рядах. Оси роликов расположены на конических поверхностях, поэтому зацепление является плоскоконическим. В процессе работы СРП сателлит совершает сферическое движение, а траектории любой точки сателлита или роликов (кроме неподвижной) лежат на сферических поверхностях.

Компьютерная модель СРП с двухрядным сателлитом и передаточным отношением $i = 55$, разработанная в системе NX [7], показана на рис. 1, *a*. На наклоненном участке (кривошипе) ведущего вала 1 установлен сателлит 4 с двумя рядами роликов, один из которых взаимодействует с ведомым центральным колесом 2, второй – с остановленным центральным колесом 3.

В модели установлены три вращательных шарнира (рис. 1, *b*), обеспечивающих возможность поворота ведущего вала и ведомого колеса относительно стойки (Rt_1 и Rt_2 соответственно) и сателлита относительно кривошипа ведущего вала Rt_3 . В шарнире Rt_1 задан драйвер Dr_1 , моделирующий вращение ведущего вала с постоянной угловой скоростью $2 \cdot \pi$ рад/с.

Неподвижное центральное колесо остановлено с помощью фиксирующего шарнира Fx_1 . Между сателлитом и кулачками установлены 3D-контакты (C_1 и C_2 соответственно) со следующи-

ми параметрами: экспоненциальный коэффициент силы – 2, коэффициент демпфирования материала – 10 Н·с/мм,

величина допустимого взаимопроникновения поверхностей – 0,01 мм.

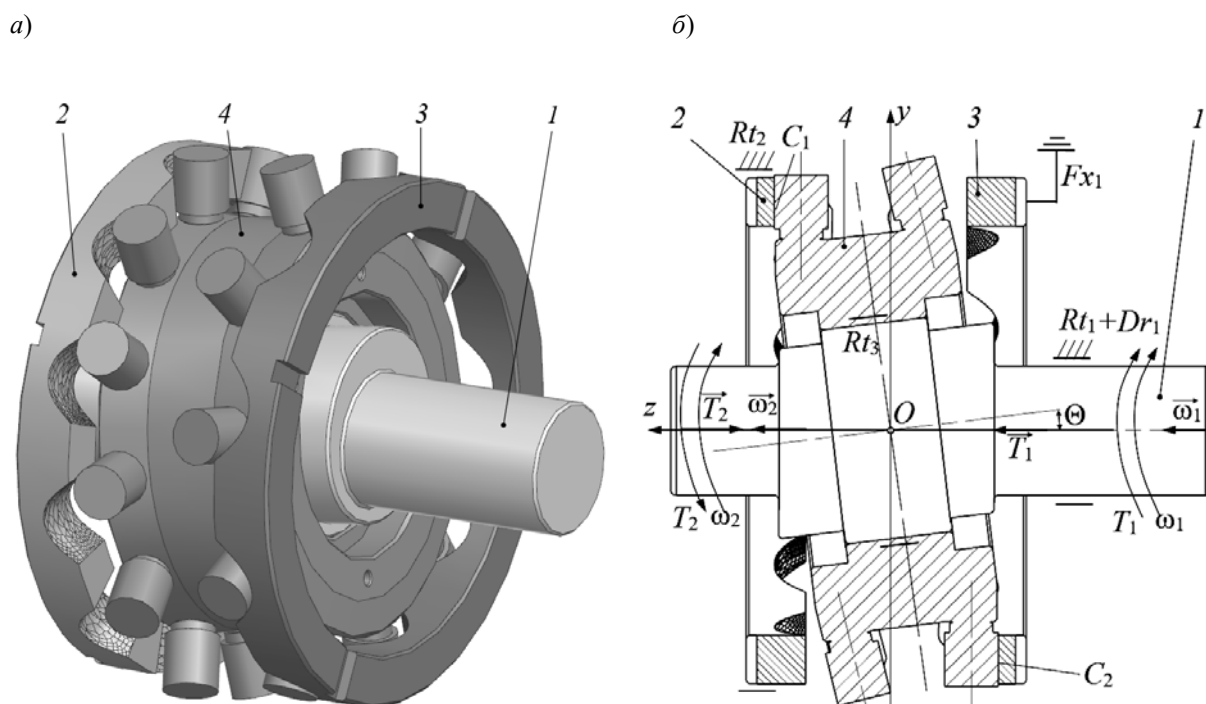


Рис. 1. Модель СРП с двухрядным сателлитом: а – общий вид; б – с обозначением шарниров, контактов и нагрузок

К ведомому центральному колесу приложен векторный момент, модуль которого равен $T_2 = 50$ Н·м. Вектор направлен вдоль оси вращения Oz в сторону, обратную вектору угловой скорости вращения этого кулачка (момент сопротивления). Алгоритмом исследований предполагалось определение момента на ведущем валу T_1 для того, чтобы далее вычислить средний КПД передачи по формуле $\eta = T_2 / (T_1 \cdot i)$, предполагая, что скорости вращения валов постоянны.

При исследовании модели изменялся коэффициент трения f и коэффициент сцепления f_c , которые являются параметрами 3D-контактов при постоянных скоростях скольжения 0,1 мм/с и относительного перемещения при сцеплении 0,01 мм/с.

Так как для упрощения модели

ролики, установленные в отверстиях сателлита, проектировались неподвижными, сниженные значения коэффициента трения учитывали возможность качения роликов по поверхностям кулачков. Принималось $f = 0,02$ ($f_c = 0,03$), ранее подтвержденное экспериментально для передач с промежуточными телами качения [8].

Исследование КПД СРП

Полученные значения момента T_2 в течение двухсекундной симуляции в модуле Motion Simulation системы NX показаны на рис. 2. Среднее значение КПД при среднем значении момента $T_1 = 1,2$ Н·м (пунктирная линия) составило 0,76, что приблизительно соответствует и даже превышает КПД червячных передач при данном передаточном

отношении.

При возрастании приведенного коэффициента трения в 5 раз до зна-

чения $f=0,10$ и трехсекундной симуляции изменение момента T_1 показано на рис. 3.

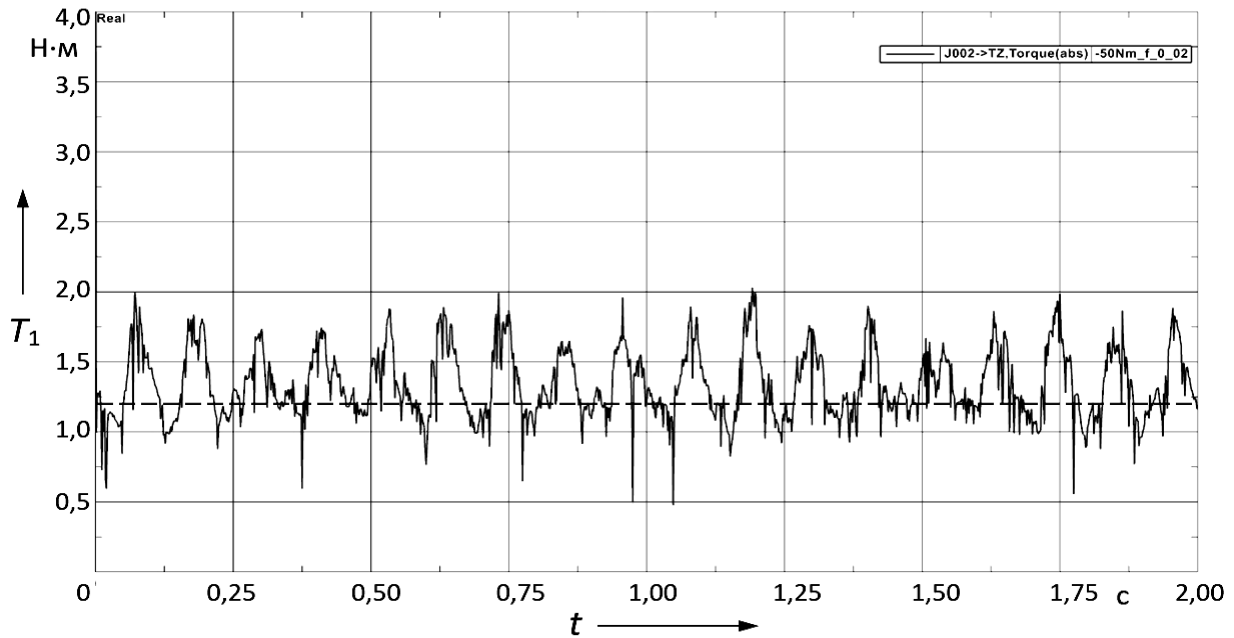


Рис. 2. Изменение момента на ведущем валу T_1 при $f=0,02$

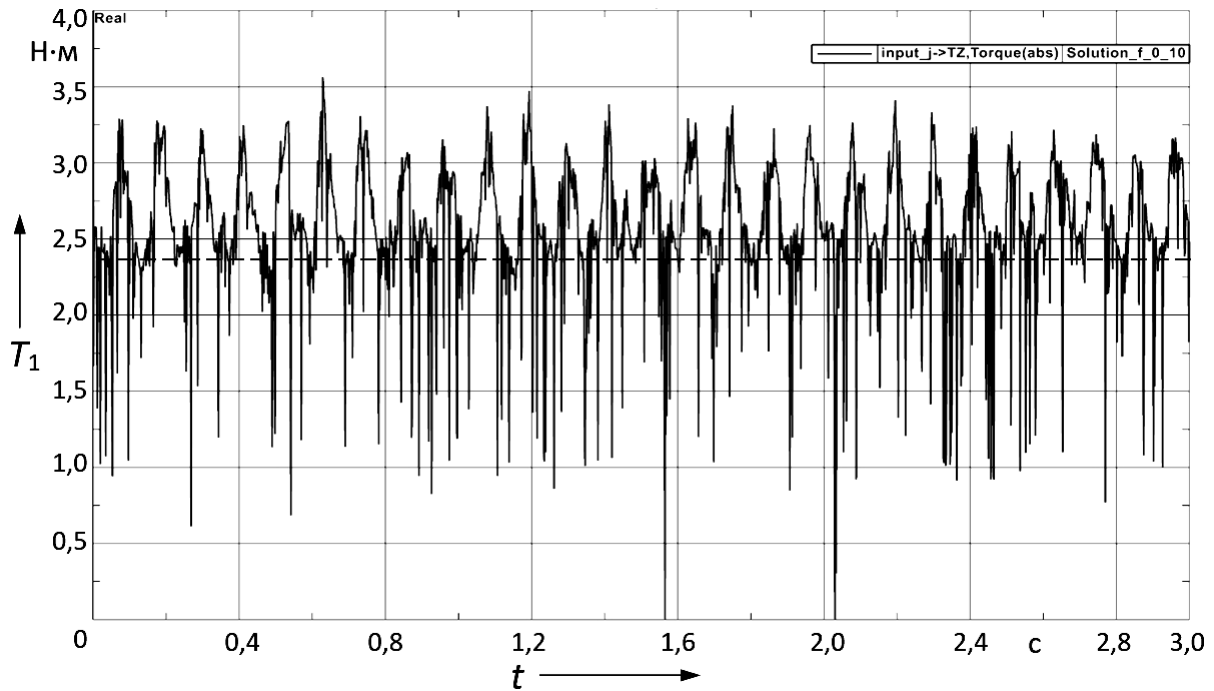


Рис. 3. Изменение момента на ведущем валу T_1 при $f=0,10$

Среднее значение момента на ведущем валу в этом случае составило $T_1 = 2,37 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Средний КПД при этом равен 0,384. Отмечается также увеличение амплитуды динамических нагрузок, которое можно оценить как 1,2 Н·м. Амплитуду на рис. 2 при этом можно

приблизительно определить как 0,4 Н·м.

Исследуем влияние приведенного коэффициента трения. Последовательно изменяя коэффициент трения f (коэффициент сцепления при этом принимался равным $f_c = f + 0,01$), получили набор данных, показанный маркерами на рис. 4.

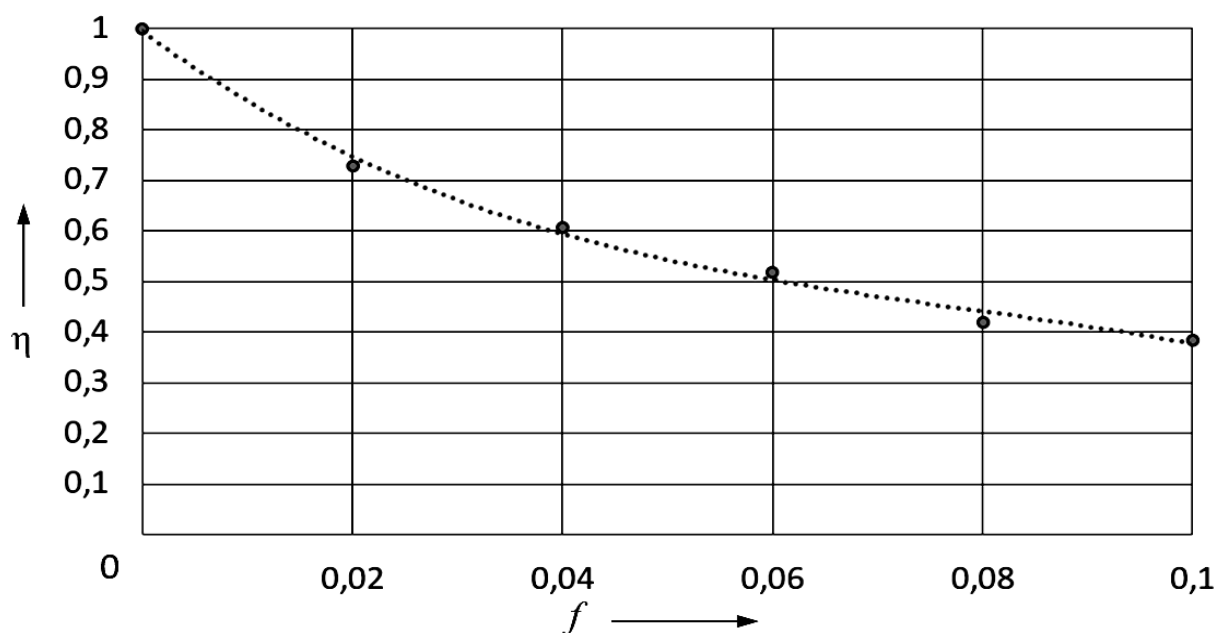


Рис. 4. Зависимость КПД СРП от коэффициента трения

Зависимость КПД от приведенного коэффициента трения была аппроксимирована полиномиальной (третьей степени) линией тренда. При увеличении коэффициента трения от $f = 0,02$ до $f = 0,10$ КПД СРП снизился на 49,5 %.

Уравновешивание сателлита СРП

Для оценки уравновешенности сателлита была разработана еще одна модель СРП (рис. 5, а). Сателлит в процессе работы передачи, как отмечалось ранее, совершает сферическое движение относительно центра O . Из-за разного количества роликов в левом и правом рядах центр масс сателлита смещается вдоль его центральной оси симметрии z' в точку O' , что приводит к появлению эксцентриситета k относительно оси пе-

редачи z и возникновению дисбаланса (рис. 5, б). Оценим эту неуравновешенность численно применительно к исследуемой ранее передаче с передаточным отношением $i = 55$. Предположим, что все ролики имеют одинаковые размеры и массу, ось симметрии сателлита проходит через неподвижную точку O . Из проекции уравнения для определения положения центра масс сателлита на ось z' получим выражение для определения искомой координаты в системе $z'Oy'$:

$$z_{O'} = \frac{1}{M} \cdot \sum_{i=1}^{n_{s2} + n_{s3}} m_s \cdot z_{si} = \frac{m_s \cdot (n_{s2} - n_{s1}) \cdot l_1}{M}, \quad (1)$$

где M – масса сателлита с роликами; n_{s2} , n_{s3} – количество роликов левого и правого рядов соответственно; m_s – масса одного ролика; l_1 – расстояния от

точки O до центров масс рядов роликов; z_{si} – расстояние от центра масс i -го ролика до точки O .

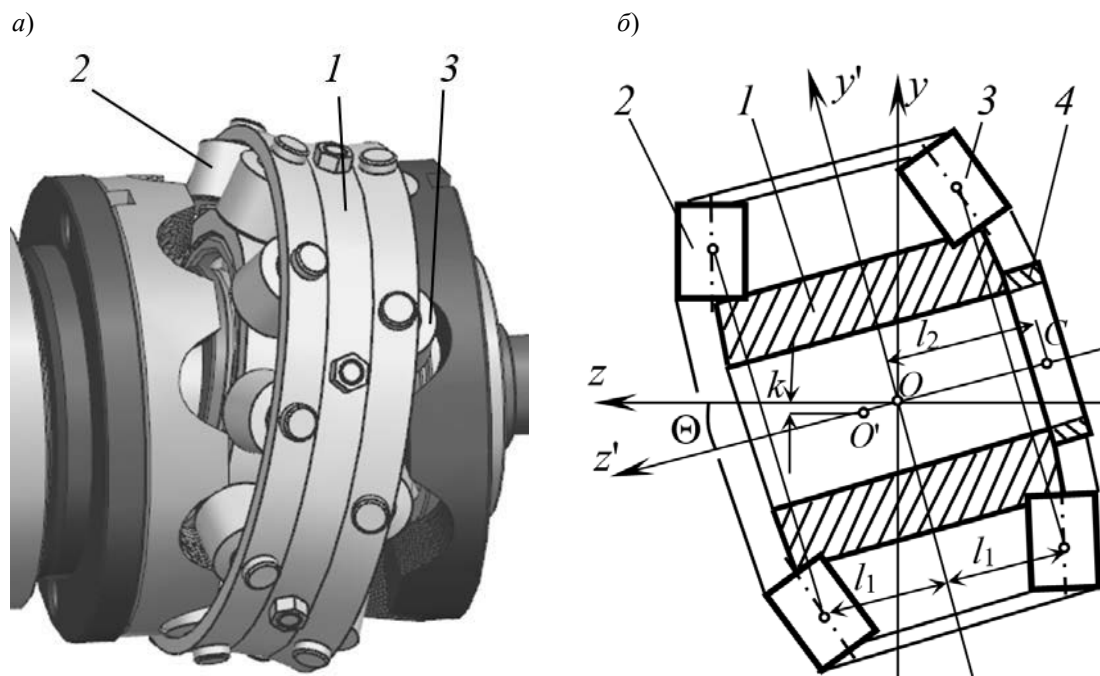


Рис. 5. Компьютерная модель (а) и схема (б) сателлита, устанавливаемого на эксцентрик ведущего вала СРП: 1 – сателлит; 2 – ролики левого ряда; 3 – ролики правого ряда; 4 – уравнивающий груз

Статическая уравновешенность системы возможна при равенстве нулю числителя в правой части уравнения (1). Это возможно при равенстве чисел роликов в рядах либо при добавлении уравнивающей массы. Из формулы (1)

$$m_4 \cdot l_2 = (n_{s2} - n_{s3}) \cdot l_1 \cdot m_s, \quad (2)$$

где m_4 – масса уравнивающего груза; l_2 – расстояние от точки O до центра масс груза 4.

В левой части выражения (2) имеем две переменные, значениями которых можем варьировать. Приняв из конструктивных соображений заданным расстояние $l_2 = OC$, получим необходимую массу уравнивающего груза 4 (см. рис. 5, б), что позволяет провести статическую балансировку сателлита.

Рассмотрим численный пример.

Масса сателлита без груза 4 составляет $M = 0,2013$ кг, угол $\Theta = 11,5$ град. Число роликов в рядах $n_{s2} = 10$ и $n_{s3} = 8$, масса одного ролика (с учетом оси, стопора и втулки) составляет $m_s = 0,0053$ кг. При расстоянии $l_1 = 7$ мм эксцентриситет k , равный $(n_{s2} - n_{s3}) \cdot m_s \cdot \cos(\Theta) \cdot l_1 / M$, составит всего 0,369 мм. Однако следует учесть, что при частоте вращения ведущего вала 3000 мин^{-1} главный вектор сил инерции сателлита может достигать 36,4 Н. При установленном расстоянии $l_2 = 12$ мм необходимая масса уравнивающего груза равна $m_4 = 0,0062$ кг.

При высоких частотах вращения статическое уравнивание передачи не всегда является достаточным. Рассмотрим алгоритм динамического уравнивания ведущего вала сферической роликовой передачи (СРП) с са-

теллитом. Схема дисбалансов показана на рис. 6. За плоскости исправления примем плоскости I и II, проходящие через середины косых шайб с большей стороны. Система «сателлит – подшип-

ник – эксцентрик – косые шайбы» условно разделяется на две части плоскостью III. Каждая из частей имеет массу M_1 и M_2 соответственно, образуя двухмассовую динамическую модель.

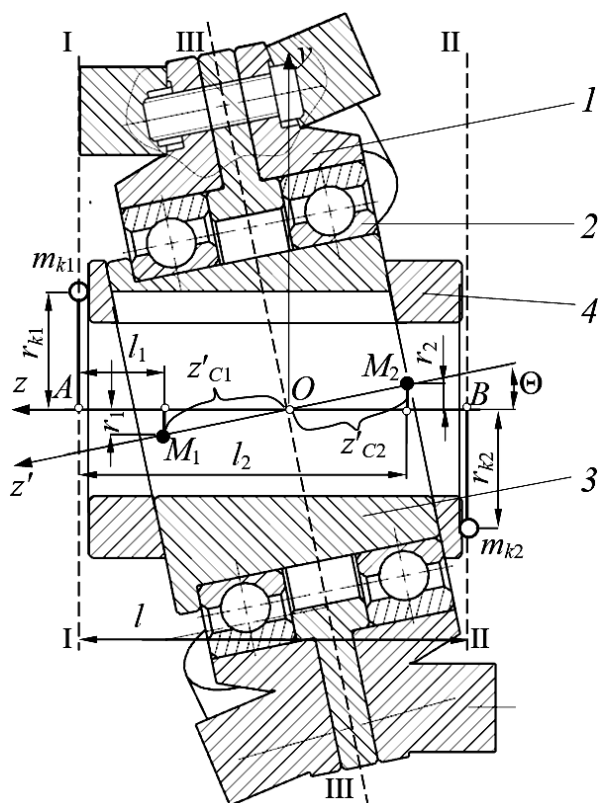


Рис. 6. План дисбалансов и моментов дисбалансов системы: 1 – сборный сателлит с роликами; 2 – подшипники; 3 – эксцентрик; 4 – косые шайбы

Массы M_1 и M_2 сосредоточены в соответствующих центрах масс подсистем. Система вращается относительно оси z , массы смещены относительно оси и образуют дисбалансы. Дисбалансы и корректирующие массы m_{k1} и m_{k2} будут находится в одной плоскости yOz , проходящей через крайние точки эксцентрика вдоль оси вращения.

Задача уравнивания системы решается с помощью двух уравнений: векторного уравнения статических дисбалансов и векторного уравнения моментов дисбалансов системы. Так как все массы располагаются в одной плоскости, векторные уравнения преобразу-

ются в скалярные.

Из уравнения моментов относительно оси, перпендикулярной плоскости (точки A),

$$m_{k2} \cdot r_{k2} = \frac{M_2 \cdot r_2 \cdot l_2 - M_1 \cdot r_1 \cdot l_1}{l}. \quad (3)$$

Из уравнения статических дисбалансов

$$\begin{aligned} m_{k1} \cdot r_{k1} &= M_1 \cdot r_1 - M_2 \cdot r_2 + m_{k2} \cdot r_{k2} = \\ &= M_1 \cdot r_1 - M_2 \cdot r_2 + \frac{M_2 \cdot r_2 \cdot l_2 - M_1 \cdot r_1 \cdot l_1}{l}. \quad (4) \end{aligned}$$

Для определения произведения $m_{k1} \cdot r_{k1}$ можно воспользоваться уравнением моментов дисбалансов относительно точки B . В этом случае

$$m_{k1} \cdot r_{k1} = \frac{M_1 \cdot r_1 \cdot (l - l_1) - M_2 \cdot r_2 \cdot (l - l_2)}{l}. \quad (5)$$

На стадии проектирования практически задача решается с помощью компьютерной модели системы, разработанной в одной из САПР (например, NX). Моделируется сборка элементов, показанных на рис. 6. Каждой модели элементов назначается материал с соответствующей плотностью. Далее сборка разбивается на две подсистемы с разделением по плоскости III. В NX определяются массы M_1 и M_2 каждой из подсистем и положение их центра масс z'_{C1}

и z'_{C2} относительно плоскости III. Эксцентрик и две косые шайбы проектируются таким образом, чтобы общий центр масс этих трех деталей находился в центре сферического движения O . Система сателлит и подшипники имеют симметрию относительно оси z' , поэтому центры масс обеих подсистем с массами M_1 и M_2 будут находиться на этой оси.

Корректирующие массы устанавливаем на косые шайбы. Так как они проектируются одинаковыми, то расстояния r_{k1} и r_{k2} будут равны $r_k = r_{k1} + r_{k2}$ и определяются исходя из конкретной конструкции передачи. Таким образом, задача динамического уравновешивания сводится к определению величин корректирующих масс по следующим формулам:

$$m_{k2} = \frac{(M_2 \cdot z'_{C2} \cdot (0,5 \cdot l + z'_{C2} \cdot \cos(\Theta)) - M_1 \cdot z'_{C1} \cdot (0,5 \cdot l - z'_{C1} \cdot \cos(\Theta))) \cdot \text{tg}(\Theta)}{l \cdot r_k}; \quad (6)$$

$$m_{k1} = \frac{(M_1 \cdot z'_{C1} \cdot (0,5 \cdot l + z'_{C1} \cdot \cos(\Theta)) - M_2 \cdot z'_{C2} \cdot (0,5 \cdot l - z'_{C2} \cdot \cos(\Theta))) \cdot \text{tg}(\Theta)}{l \cdot r_k}. \quad (7)$$

После преобразований получим

$$m_{k1} = \frac{1}{r_k} \cdot (M_1 \cdot z'_{C1} - M_2 \cdot z'_{C2}) \cdot \text{tg}(\Theta) + \frac{1}{r_k \cdot l} \cdot (M_1 \cdot z'^2_{C1} + M_2 \cdot z'^2_{C2}) \cdot \sin(\Theta); \quad (8)$$

$$m_{k2} = \frac{1}{r_k} \cdot (M_2 \cdot z'_{C2} - M_1 \cdot z'_{C1}) \cdot \text{tg}(\Theta) + \frac{1}{r_k \cdot l} \cdot (M_1 \cdot z'^2_{C1} - M_2 \cdot z'^2_{C2}) \cdot \sin(\Theta). \quad (9)$$

Рассмотрим численный пример – ранее рассмотренную передачу с параметрами: $M_1 = 0,1$ кг; $M_2 = 0,1013$ кг; $\Theta = 6/30$ рад ($\approx 11,5$ град); $l = 20$ мм; $z'_{C1} = 5$ мм; $z'_{C2} = 6$ мм; $r_k = 10$ мм. Величина корректирующих масс составила $m_{k1} = 3,921$ г, $m_{k2} = 8,291$ г.

Конструкция редукторного узла для мотор-редуктора

СРП может применяться для приводов с ручным и электрическим при-

водом, в том числе для средств механизации [9, 10]. На рис. 7 показана конструкционная схема механического узла мотор-редуктора с передаточным отношением 55. Наклон кривошипа ведущего вала обеспечен установкой на него эксцентрика. Особенностью конструкции сателлита также является использование наружного сепаратора. Он не передает нагрузку и предназначен только для обеспечения стопорения роликов в радиальном направлении, т. к. в процессе работы на ролики и оси действуют

центробежные силы. Сепаратор изготавливается из пластика на 3D-принтере

и собирается из двух половин.

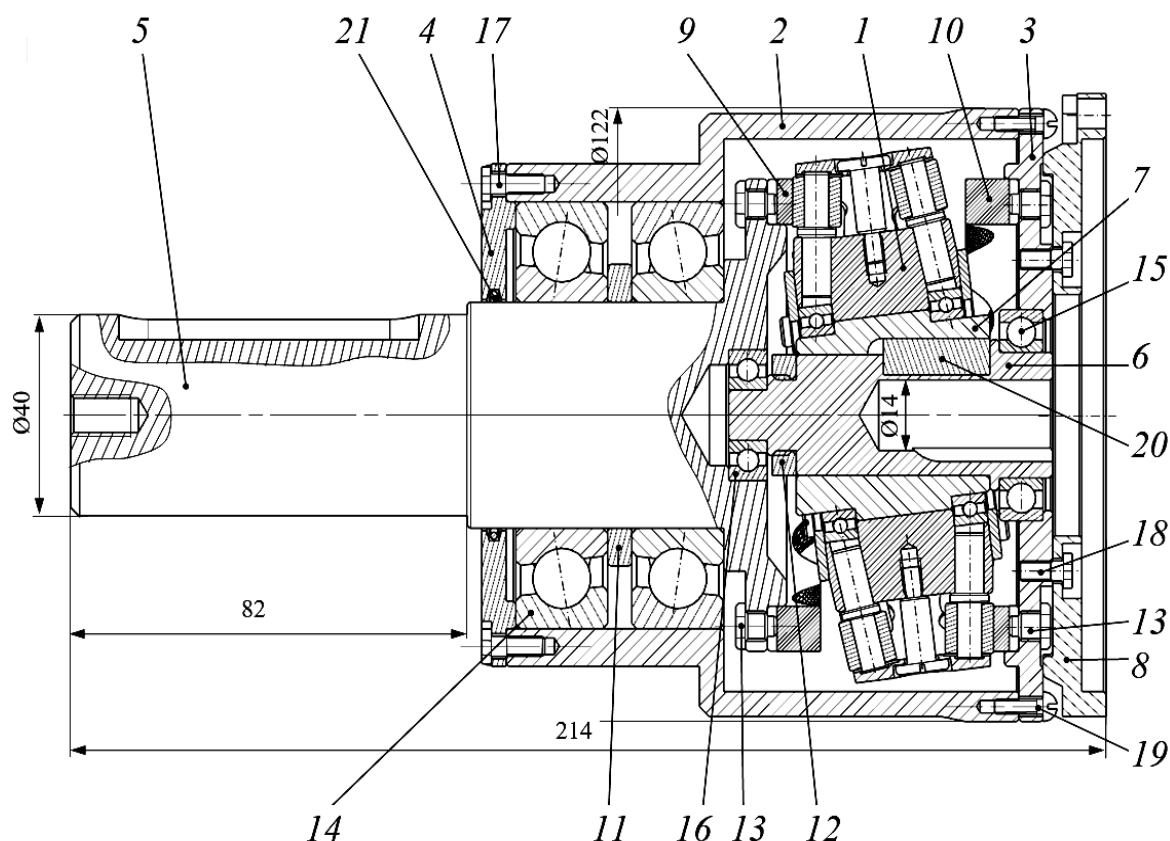


Рис. 7. Общий вид редуктора с СРП с двухрядным сателлитом: 1 – сателлит; 2 – корпус; 3, 4, 8 – крышки; 5 – ведомый вал; 6 – ведущий вал; 7 – эксцентрик; 9, 10 – ведомое и остановленное центральные колеса; 11 – кольцо; 12 – гайка; 13 – регулировочный винт; 14–16 – подшипники качения; 17–19 – винты; 20 – шпонка; 21 – уплотнение

Редукторный узел спроектирован для установки на двигатель марки АИР63А6У3 мощностью 0,18 кВт и синхронной частотой вращения ведущего вала 860 об/мин.

Заключение

Разработана модель плоскоконического роликового зацепления, которая по результатам виртуальных испытаний в системе NX позволила установить экспоненциальную зависимость КПД исследуемой передачи от приведенного коэффициента трения f . Увеличение f от нуля до 0,01 приводит к падению КПД на 60%. Установлено, что повышение коэффици-

ента трения не только снижает КПД, но и увеличивает коэффициент динамичности в 3 раза. Разработанная методика позволяет с помощью известного метода корректирующих масс обеспечивать статическую и динамическую уравновешенность передачи. Корректирующие массы для редуктора с диаметром около 120 мм составляют 3,9...8,2 г, что свидетельствует о его практической уравновешенности, т. к. такие значения сопоставимы с погрешностями изготовления отдельных деталей с учетом фрезерования односторонних пазов. По результатам работы предложена конструктивная схема СРП для промышленной реализации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
2. **Lustenkov, M. E.** Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion / М. Е. Lustenkov, Е. S. Lustenkova // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 795 (2020) 012020. – 6 p.
3. **Бостан, И. А.** Планетарные прецессионные передачи с многопарным зацеплением / И. А. Бостан. – Кишинев: Штииница, 1991. – 356 с.
4. Kinematic Modeling for the Nutation Drive Based on Screw Theory / J. Hong [et al.] // Procedia CIRP. – 2015. – № 36. – P. 123–128.
5. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси : проектирование, технология, оценка свойств : монография / В. Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 407 с.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
7. NX [Электронный ресурс]: официальный сайт компании Siemens PLM Software. – Режим доступа: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/nx/>. – Дата доступа: 28.01.2021.
8. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.
9. **Лустенков, М. Е.** Шариковые планетарные передачи для средств малой механизации / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 6. – С. 15–17.
10. **Лустенков, М. Е.** Исследование кинематических и силовых характеристик автомобильного дифференциала повышенного трения / М. Е. Лустенков // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. – Минск: НАН Беларуси, 2022. – Вып. 11. – С. 7–10.

Статья сдана в редакцию 11 января 2023 года

Андрей Николаевич Моисеенко, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: a_an1974@mail.ru.

Andrey Nikolaevich Moiseenko, post-graduate student, Belarusian-Russian University. E-mail: a_an1974@mail.ru.