

УДК 621.833

СНИЖЕНИЕ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ МОТОР-РЕДУКТОРОВ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО ВАЛОВ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЕРЕДАЧ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА

П. Н. Громько¹, С. Н. Хатетовский², П. С. Гончаров³, А. В. Мельников⁴

¹ Д. т. н., профессор, профессор кафедры металлорежущих станков и инструментов МОУВО «Белорусско-Российский университет», Могилев, Беларусь, e-mail: grom_7@tut.by

² К. т. н., доцент, заведующий кафедрой металлорежущих станков и инструментов МОУВО «Белорусско-Российский университет», Могилев, Беларусь, e-mail: mechlab@yandex.ru

³ К. т. н., ведущий инженер-конструктор, ООО «РНД Технологии», Минск, Беларусь, e-mail: molekul@mail.ru

⁴ Студент машиностроительного факультета кафедры металлорежущих станков и инструментов МОУВО «Белорусско-Российский университет», Могилев, Беларусь, e-mail: work.alexandr.mel@gmail.com

Реферат

При проектировании цилиндрических мотор-редукторов с параллельными валами с передаточными отношениями 15 и более необходимо использовать как минимум двухступенчатые зубчатые передачи, которые приводят к увеличению как осевых, так и диаметральных размеров механического привода в целом. В данной работе предлагается в конструкции механического привода заменить цилиндрический мотор-редуктор с эвольвентным зацеплением на мотор-редуктор с эксцентриковой передачей с тремя одновременно работающими сателлитами.

На основе кинематической структурной схемы эксцентриковой передачи с параллельными валами разработана компьютерная модель, благодаря которой было установлено, что кинематическая погрешность угла поворота выходного вала не превышает значений более 0,25 угловых минут, а среднее значение КПД зацепления колеблется на уровне 98,6 %.

Компьютерные исследования нормальных сил в зацеплении эксцентриковой передачи позволили получить предварительную оценку габаритных размеров проектируемой эксцентриковой передачи и разработать эксцентриковый мотор-редуктор.

Сравнительный анализ цилиндрического и эксцентрикового мотор-редукторов, имеющие схожие выходные показатели как по КПД, так и по кинематической погрешности выходного вала, показали, что габаритные размеры эксцентрикового редуктора более чем в 2 раза меньше, чем габаритные размеры аналогичного по мощности и выходному моменту цилиндрического редуктора с эвольвентным зацеплением.

Ключевые слова: габаритные размеры мотор-редукторов, эксцентриковая передача с параллельным расположением входного и выходного валов, коэффициент полезного действия, поступательно движущийся сателлит, центральное колесо, механические потери в зацеплении.

REDUCTION OF OVERALL DIMENSIONS OF GEARED MOTORS WITH PARALLEL ARRANGEMENT OF INPUT AND OUTPUT SHAFTS BASED ON THE USE OF ECCENTRIC-TYPE GEARS

P. N. Gromyko, S. N. Khatetovsky, P. S. Goncharov, A. V. Melnikov

Abstract

When designing cylindrical gearmotors with parallel shafts and gear ratios of 15 or more, it is necessary to use at least two-stage gear transmissions, which lead to an increase in both axial and radial dimensions of the mechanical drive as a whole. In this work, it is proposed to replace the cylindrical gearmotor with involute gearing in the mechanical drive design with a gearmotor featuring an eccentric transmission with three simultaneously operating satellites.

Based on the kinematic structural diagram of the eccentric transmission with parallel shafts, a computer model was developed. This model revealed that the kinematic error in the rotation angle of the output shaft does not exceed 0,25 arc minutes, and the average efficiency of the gearing is around 98,6 %.

Computer studies of the normal forces in the eccentric transmission gearing allowed for a preliminary assessment of the overall dimensions of the designed eccentric transmission and the development of an eccentric gearmotor.

A comparative analysis of cylindrical and eccentric gearmotors with similar output characteristics, both in terms of efficiency and kinematic error of the output shaft, showed that the overall dimensions of the eccentric gearmotor are more than two times smaller than those of a cylindrical gearmotor with involute gearing of similar power and output torque.

Keywords: overall dimensions of geared motors, eccentric transmission with parallel arrangement of input and output shafts, efficiency factor, translationally moving satellite, central wheel, mechanical losses in meshing.

Введение

Конвейерное, грузоподъемное, валовое и транспортировочное оборудование, установки для перемешивания, измельчители, экс-трудеры и т. д. – это различные области для применения мотор-редукторов с параллельными валами.

В настоящее время известны двухступенчатые, трехступенчатые, четырехступенчатые, пятиступенчатые и шестиступенчатые цилиндрические мотор-редукторы с параллельными валами с необходимым количеством совмещенных ступеней зубчатых передач. Они изготавливаются на базе эвольвентного зацепления с широким набором передаточных отношений с передаваемыми крутящими моментами от 100 Н·м до 15000 Н·м и подводимыми эффективными мощностями от 0,5 кВт до 160 кВт. В мотор-редукторах этого типа используется прецизионная обработка зубчатых колес, которая гарантирует высокую точность и одновременно повышенную плавность хода [1].

Достоинствами цилиндрических мотор-редукторов являются высокий КПД, высокая кинематическая точность, низкий уровень вибрационных и шумовых характеристик, высокая эксплуатационная надежность, высокая устойчивость к большим радиальным и осевым нагрузкам.

При проектировании цилиндрических мотор-редукторов с параллельными валами с передаточными отношениями от 15 и более необходимо использовать, как минимум, двухступенчатые зубчатые передачи, которые приводят к увеличению как осевых, так и диаметральных размеров.

Поэтому основным недостатком указанных мотор-редукторов являются большие габаритные размеры, которые приводят не только к созданию крупногабаритных приводных устройств, но и к увеличению себестоимости изделия в целом.

Предложено заменить конструкцию цилиндрического мотор-редуктора с параллельными валами и эвольвентным зацеплением на эксцентриковый мотор-редуктор с тремя одновременно работающими сателлитами [2–13].

Мотор-редуктор с параллельным расположением валов на основе передачи эксцентрикового типа

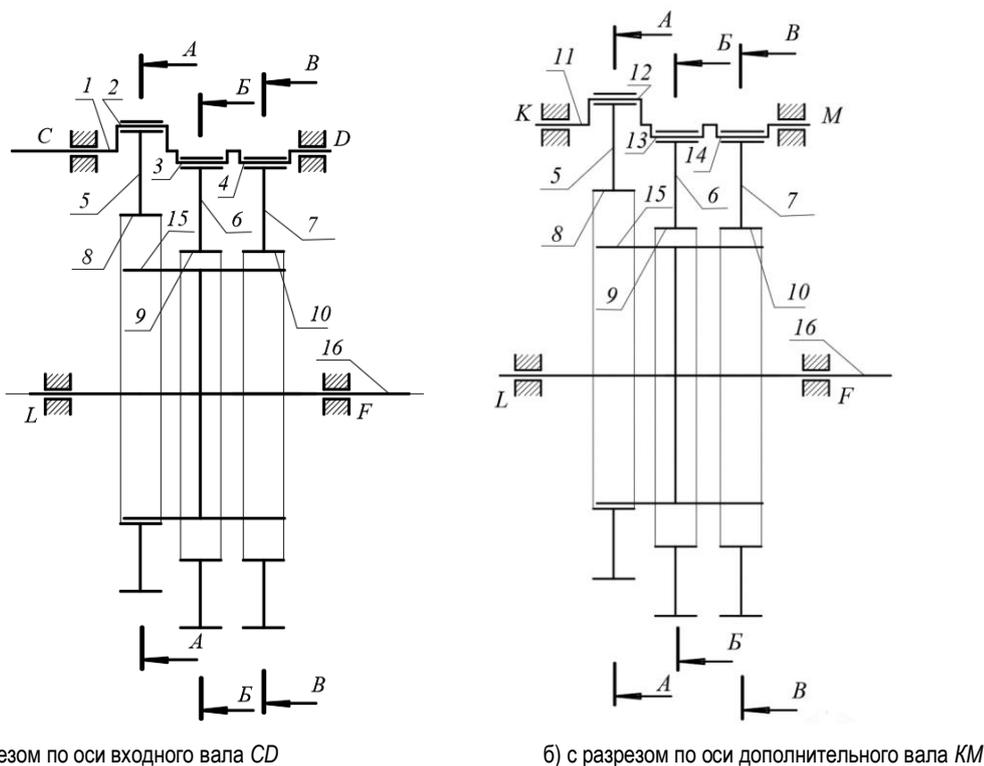
Рассмотрим кинематическую схему эксцентриковой передачи, показанную на рисунках 1, 2.

Отличительной особенностью эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов является многопарность зацепления, обеспечиваемая за счет добавления в контактное зацепление трех сателлитов, расположенных относительно друг друга с угловым смещением, равным 120° [3–6].

Эксцентриковая передача содержит входной вал 1, расположенный на неподвижных подшипниковых опорах *C* и *D*, на котором жестко посажены эксцентриковые кривошипы 2, 3, 4, составляющие вращательную пару с отверстиями сателлитов 5, 6, 7 (рисунок 1). Сателли-

ты 5, 6, 7 благодаря наличию вращательных пар между отверстиями сателлитов 5, 6, 7 и эксцентриковыми валами дополнительных кривошипов 12, 13, 14, размещенных на дополнительных осях, которые расположены на неподвижных опорах *K* и *M* (ось 11), совершают поступательное движение. Причем сателлиты 5, 6, 7, получая вращение от основных кривошипов 2, 3, 4 входного вала 1, совершают разнонаправленное поступательное движение (рисунок 2). Каждый из сателлитов 5, 6, 7 имеет внутренние зубчатые венцы 8, 9, 10, которые одновременно взаимодействуют с наружным зубчатым колесом 15. Наружное зубчатое колесо 15 закреплено на выходном валу 16.

На основе приведенной выше кинематической схемы эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов разработана компьютерная модель, показанная на рисунке 3.



а) с разрезом по оси входного вала *CD*

б) с разрезом по оси дополнительного вала *KM*

Рисунок 1 – Структурная схема эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов с тремя эксцентриковыми кривошипами и тремя сателлитами

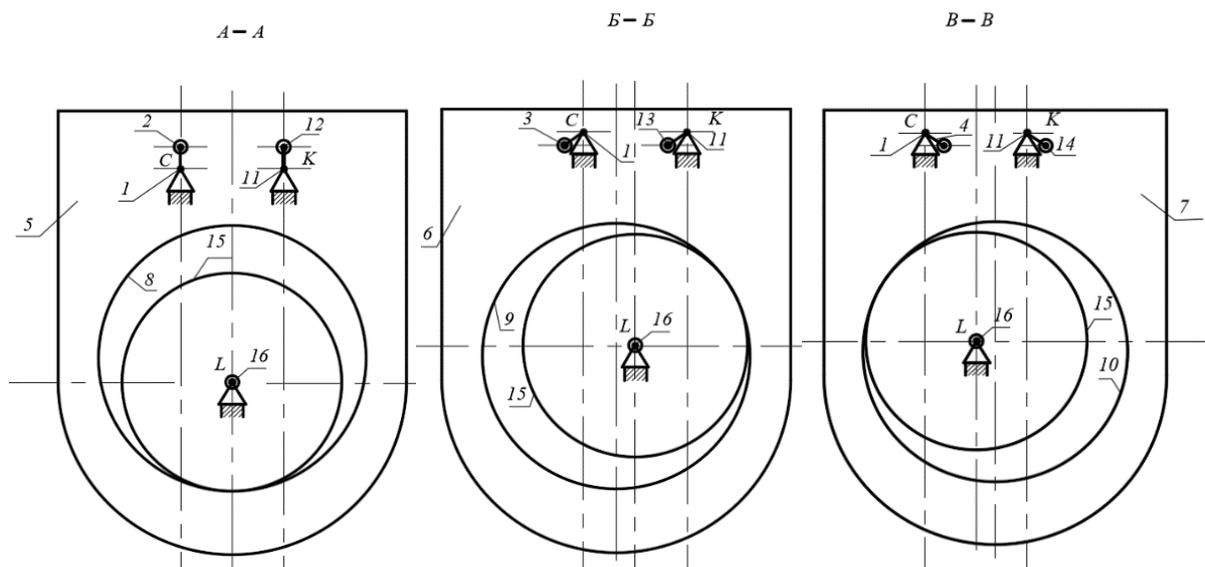


Рисунок 2 – Разрезы *A-A*, *B-B* и *B-B*

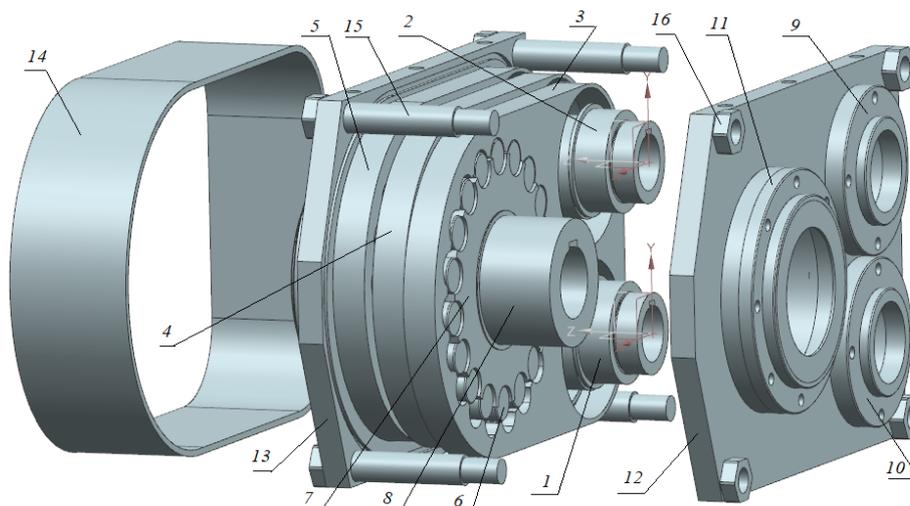


Рисунок 3 – Компьютерная модель эксцентрикового редуктора с параллельным расположением входного и выходного валов

На эксцентриках входного вала 1 размещены с помощью подшипников (не показаны) на неподвижных крышках 10 сателлиты 3, 4 и 5. В отверстиях сателлитов 3, 4 и 5 расположены подшипники (не показаны), внутри которых имеются эксцентрики с дополнительным валом 2. Вращение от эксцентриков входного вала 1 благодаря вращению дополнительного вала 2 передается сателлитам 3, 4 и 5, которые в результате совершают поступательное движение. Причем эксцентрики на входном валу 1 размещены с угловым смещением, равным 120°. Таким образом, сателлиты 3, 4 и 5 при поступательном движении также находятся друг относительно друга с угловым смещением, равным 120°. На внутренних поверхностях сателлитов 3, 4 и 5 имеются зубчатые венцы, входящие в зацепление с роликами 6, расположенными в пазах ведомого колеса 7. Ведомое колесо 7 жестко соединено с выходным валом 8. Входной вал 1, дополнительный вал 2, а также ведомый вал 8 вращаются в подшипниковых опорах (не показаны), которые установлены с двух сторон в крышках 9, 10, 11. Крышки 9, 10, 11 жестко крепятся на правом 12 и левом 13 основании корпуса. Правое 12 и левое 13 основания корпуса жестко посажены на четырех неподвижных осях 15 с помощью гаек 16. Все детали эксцентрикового редуктора размещены в кожухе 14.

Предварительная оценка габаритных размеров проектируемой эксцентриковой передачи на основе исследований компьютерных моделей

Определение основных размеров эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов возможно на основе значений нормальных сил N , возникающих в контакте роликов 6, расположенных в пазах ведомого колеса 7, с внутренними зубьями сателлитов 3, 4, 5 (рисунок 3).

На основе компьютерных исследований эксцентриковой передачи, разработанной с учетом рассчитанных геометрических параметров в работах [3–4] при использовании мощности входного электродвигателя 1 кВт, передаточным отношением редуктора равным 19, при значении выходного момента 200 Н·м, получено максимальное значение нормальной силы $N_{max} = 2300$ Н.

В основу проверочного расчета была взята формула, используемая для определения величины контактных напряжений в цилиндрической зубчатой передаче с внутренним зацеплением зубьев [14–17].

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{N_{max} \cdot K \cdot E}{h_c \cdot \rho_{np} \cdot \cos \alpha}}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости ($E = 2,185 \cdot 10^5$ МПа для стали 40Х);
 α – угол зацепления (среднее значение составляет 20°);
 h_c – рабочая ширина каждого зубчатого венца сателлита 4 может определяться на основе длины роликов 6 и зазоров между зубчатыми венцами ($h_c = 25$ мм);

K – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба ($K=1$).

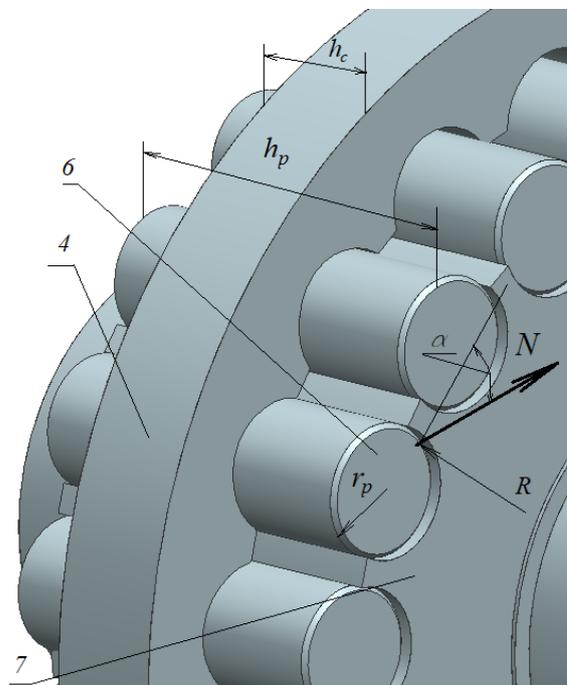


Рисунок 4 – Нормальная сила N в зацеплении роликов 6, расположенных в пазах ведомого колеса 7, с внутренними зубьями сателлита 4

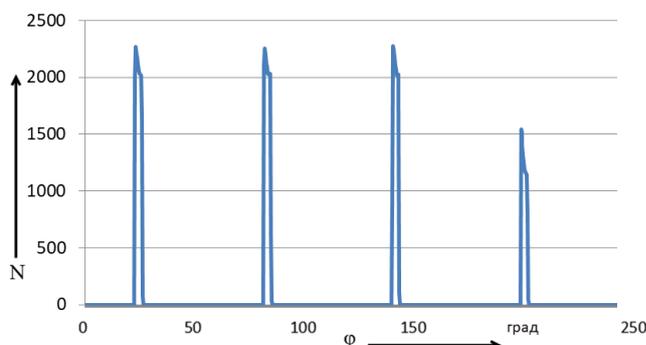


Рисунок 5 – Зависимость нормальных сил в зацеплении роликов 6 выходного колеса с внутренними зубьями 4 одного из сателлитов от угла поворота входного вала

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны зубьев, может быть определен по формуле

$$\rho_{np} = \frac{u \cdot r_p}{u - 1} \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

где u – передаточное отношение эксцентрикового редуктора, определяемое количеством роликов ($u = 19$);

r_p – радиус ролика передачи ($r_p = 10$ мм).

То есть значение $\rho_{np} = 3,61$ мм.

Таким образом, подставляя выше полученные значения в формулу (1), получим

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{2400 \cdot 1,2 \cdot 185 \cdot 10^5}{25 \cdot 3,61 \cdot \cos 20^\circ}} = 1039 \text{ МПа}.$$

Согласно требованию обеспечения контактной прочности должно соблюдаться следующее условие

$$[\sigma_H] > \sigma_H, \quad (3)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для стали 40Х равно 1050 МПа.

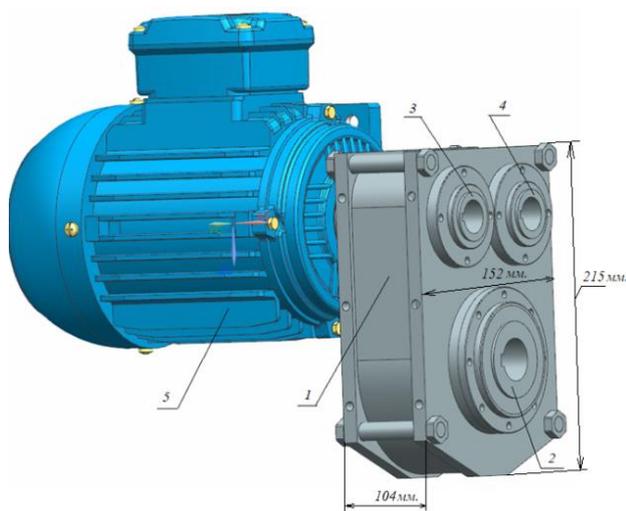
Если указанное условие (3) не соблюдается, то требуется увеличивать рабочую ширину h_c каждого из зубчатых венцов сателлита 4, что естественно и увеличивает осевой габарит эксцентрикового

редуктора. Возможно также решение условия (3) путем увеличения радиуса R зацепления эксцентриковой передачи с учетом взаимосвязей между параметрами величины эксцентриситета, радиусом роликов [3–4], что конечно неизменно ведет к увеличению диаметральных размеров эксцентриковой передачи (см. рисунок 4).

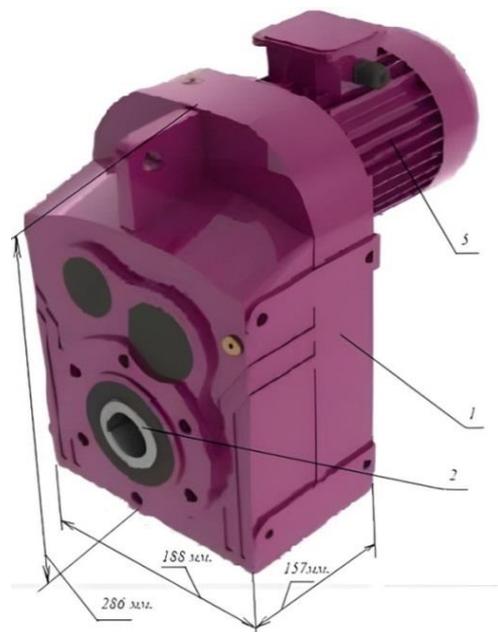
Возможности компьютерных исследований эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов позволяют также определить погрешность угла поворота выходного вала, которая в нашем случае не превышает 0,25 угловых минут, и среднее значение КПД колеблется на уровне 98,6% [3, 4, 9].

Таким образом, с некоторым приближением (формула 1) еще на стадии проектирования эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов можем определить ее основные габаритные размеры, которые составляют – длина 152 мм, ширина 215 мм и высота 104 мм (рисунок 6а).

Сравнительный анализ размеров эксцентрикового мотор-редуктора, рассчитанного на основе приближенного прочностного расчета по формуле (1), и размеров цилиндрического мотор-редуктора с эвольвентным зацеплением цилиндрических колес марки DR272 (мощность электродвигателя 1,1 кВт, передаточное отношение 22,63 при значении выходного момента 163 Н·м) показан на рисунке 6а и рисунке 6б.



а) эксцентриковый мотор-редуктор



б) цилиндрический мотор-редуктор с эвольвентным зацеплением зубчатых колес марки DR272

1 – редуктор; 2 – выходной вал; 3, 4 – входной и дополнительный валы; 5 – электродвигатель

Рисунок 6 – Мотор-редукторы с параллельным расположением входного и выходного валов

Заключение

Сравнительный анализ цилиндрического и эксцентрикового мотор-редукторов, имеющих близкие по выходным показателям значения КПД и кинематические погрешности выходного вала, позволяет сделать вывод, что габаритные размеры эксцентрикового редуктора (152*215*104 мм) (рисунок 6а) более чем в 2 раза меньше, чем аналогичный по мощности и выходному моменту цилиндрический редуктор с эвольвентным зацеплением (188*286*157 мм) (рисунок 6б).

Снижение габаритных размеров эксцентрикового редуктора по сравнению с габаритными размерами цилиндрического редуктора с эвольвентным зацеплением возможно благодаря применению в эксцентриковом редукторе трехпоточной схемы нагружения.

Следует отметить, что диаметральные размеры эксцентриковой передачи были определены на основе нормальной силы в контакте зацепления ролика и зубьев сателлита, получаемой на основе компьютерной модели, и формуле (1), позволяющей проверить значения необходимых контактных напряжений (3) в зацеплении.

Список цитированных источников

1. Цилиндрические мотор-редукторы с параллельными валами // Каталог цилиндрических мотор-редукторов ООО "Приводные технологии". – URL: <https://techprivod.com/index.pl?act=SECTION§ion=cilindricheskie+motor-reduktory+s+parallelwymi+valami> (дата обращения: 06.05.2024).
2. Патент 12380 РБ, МПК F 16 H 1/32. Планетарная эксцентриковая передача : № и 20190289; заявл. 18.11.19; опубл. 30.08.2020 / Громько П. Н., Макаревич С. Д., Макаревич А. С.; заявитель и патентообладатель Белорусско-Российский университет. – 12 с.
3. Основные показатели эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов на основе многопоточной схемы нагружения / П. Н. Громько, С. Н. Хатетовский, В. Л. Юркова, Д. Ю. Макацария // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2022. – № 2 (128). – С. 75–78.

4. Разработка компьютерной модели для оценки основных показателей эксцентриковых передач с параллельным расположением входного и выходного валов / П. Н. Громыко, Д. М. Макаревич, С. Н. Хатетовский, А. С. Макаревич // Транспортное машиностроение. – 2022. – № 8 (8). – С. 13–21.
5. Обеспечение поступательного движения сателлита при работе эксцентриковой передачи с параллельным расположением входного и выходного валов / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, Д. Ю. Макацария, А. С. Макаревич // Вестник БарГУ. Серия: Технические науки. – 2022. – № 1 (11). – С. 4–13.
6. Разработка компьютерной модели для оценки основных показателей эксцентриковых передач с параллельным расположением входного и выходного валов / П. Н. Громыко, Д. М. Макаревич, С. Н. Хатетовский, А. С. Макаревич // Транспортное машиностроение. – 2022. – № 8 (8). – С. 13–21.
7. Патент № 23856 ВУ МПКF 16H 1/32. Планетарная эксцентриковая передача / Громыко П. Н., Макаревич С. Д., Макаревич А. С. // Белорусско-Российский университет, заявлено 20190327, опубл. 30.08.2022.
8. Громыко, П. Н. Использование удлинённой эпициклоиды для формообразования зубчатых поверхностей передач эксцентрикового типа / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, В. Л. Юркова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 4. – С. 14–21.
9. Хатетовский, С. Н. Сравнительный анализ КПД эксцентриковых передач с соосным и параллельным расположением входного и выходного валов / С. Н. Хатетовский, П. Н. Громыко, В. Л. Юркова // Инновационные технологии в машиностроении: сб. материалов междунар. науч.-техн. конф. – Новополоцк. – 2023. – С. 148–149.
10. Макаревич А. С. Передачи эксцентрикового типа с параллельным расположением входного и выходного валов / А. С. Макаревич, П. Н. Громыко // Материалы 55-й студ. науч.-техн. конф. 03–04 мая 2019 г. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2019. – С. 150.
11. Громыко, П. Н. Силовой анализ контактирующих зубьев эксцентриковой передачи, формообразованных на основе использования удлинённой эпициклоиды / П. Н. Громыко, Д. Ю. Макацария, Р. А. Бондарев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 3. – С. 5–13.
12. Громыко, П. Н. Совершенствование механизма передачи движения на выходное звено в эксцентриковых передачах типа К-H-V / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, Д. Ю. Макацария // Горная механика и машиностроение. – 2021. – № 2. – С. 27–33.
13. Громыко, П. Н. Совершенствование механизма передачи движения на выходное звено в эксцентриковых передачах типа К-H-V / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, Д. Ю. Макацария // Горная механика и машиностроение. – 2021. – № 2. – С. 27–33.
14. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
15. Пронников, А. С. Надежность машин / А. С. Пронников. – М. : Машиностроение, 1978. – 592 с.
16. Олофинская, В. П. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования : учеб. пособие / В. П. Олофинская. – М. : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2017. – 72 с.
17. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для академ. бакалавриата / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2018. – 409 с.
3. Osnovnye pokazateli ekscentrikovoj peredachi s paralelnym raspolozheniem vhodnogo i vyhodnogo valov na osnove mnogopotchnoj skhemy nagruzeniya / P. N. Gromyko, S. N. Hatetovskij, V. L. YUrkovala, D. YU. Makacariya // Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2022. – № 2 (128). – S. 75–78.
4. Razrabotka komp'yuternoj modeli dlya ocenki osnovnykh pokazatelej ekscentrikovykh peredach s paralelnym raspolozheniem vhodnogo i vyhodnogo valov / P. N. Gromyko, D. M. Makarevich, S. N. Hatetovskij, A. S. Makarevich // Transportnoe mashinostroenie. – 2022. – № 8 (8). – S. 13–21.
5. Obespechenie postupatel'nogo dvizheniya satelлита pri rabote ekscentrikovoj peredachi s paralelnym raspolozheniem vhodnogo i vyhodnogo valov / P. N. Gromyko, S. N. Hatetovskij, D. YU. Makacariya, A. S. Makarevich // Vestnik BarGU. Seriya: Tekhnicheskie nauki. – 2022. – № 1 (11). – S. 4–13.
6. Razrabotka komp'yuternoj modeli dlya ocenki osnovnykh pokazatelej ekscentrikovykh peredach s paralelnym raspolozheniem vhodnogo i vyhodnogo valov / P. N. Gromyko, D. M. Makarevich, S. N. Hatetovskij, A. S. Makarevich // Transportnoe mashinostroenie. – 2022. – № 8 (8). – S. 13–21.
7. Patent № 23856 BY MPKF 16H 1/32. Planetarnaya ekscentrikovaya peredacha / Gromyko P. N., Makarevich S. D., Makarevich A. S. // Belorussko-Rossiiskij universitet, zayavleno 20190327, opubl. 30.08.2022.
8. Gromyko, P. N. Ispol'zovanie udlinennoj epicykloidy dlya formoobrazovaniya zubchatykh poverhnostej peredach ekscentrikovogo tipa / P. N. Gromyko, S. N. Hatetovskij, V. L. YUrkovala // Vestn. Belorus.-Ros. un-ta. – 2019. – № 4. – S. 14–21.
9. Hatetovskij, S. N. Sravnitel'nyj analiz KPD ekscentrikovykh peredach s soosnym i paralelnym raspolozheniem vhodnogo i vyhodnogo valov / S. N. Hatetovskij, P. N. Gromyko, V. L. YUrkovala // Innovacionnye tekhnologii v mashinostroenii: sb. materialov mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. – Novopolock. – 2023. – S. 148–149.
10. Makarevich A. S. Peredachi ekscentrikovogo tipa s paralelnym raspolozheniem vhodnogo i vyhodnogo valov / A. S. Makarevich, P. N. Gromyko // Materialy 55-j stud. nauch.-tekhn. konf. 03–04 maya 2019 g. – Mogilev : Belorus.-Ros. un-t, 2019. – S. 150.
11. Gromyko, P. N. Silovoj analiz kontaktiruyushchih zub'ev ekscentrikovoj peredachi, formoobrazovannykh na osnove ispol'zovaniya udlinennoj epicykloidy / P. N. Gromyko, D. YU. Makacariya, R. A. Bondarev // Vestnik Belorussko-Rossiiskogo universiteta. – 2021. – № 3. – S. 5–13.
12. Gromyko, P. N. Sovershenstvovanie mekhanizma peredachi dvizheniya na vyhodnoe zveno v ekscentrikovykh peredachah tipa K-H-V / P. N. Gromyko, S. N. Hatetovskij, D. YU. Makacariya // Gornaya mekhanika i mashinostroenie. – 2021. – № 2. – S. 27–33.
13. Gromyko, P. N. Sovershenstvovanie mekhanizma peredachi dvizheniya na vyhodnoe zveno v ekscentrikovykh peredachah tipa K-H-V / P. N. Gromyko, S. N. Hatetovskij, D. YU. Makacariya // Gornaya mekhanika i mashinostroenie. – 2021. – № 2. – S. 27–33.
14. Birger, I. A. Raschet na prochnost' detalej mashin : spravochnik / I. A. Birger, B. F. SHorr, G. B. Iosilevich. – 3-e izd., pererab. i dop. – M. : Mashinostroenie, 1979. – 702 s.
15. Pronnikov, A. S. Nadezhnost' mashin / A. S. Pronnikov. – M. : Mashinostroenie, 1978. – 592 s.
16. Olofinskaya, V. P. Detali mashin. Osnovy teorii, rascheta i konstruirovaniya : ucheb. posobie / V. P. Olofinskaya. – M. : FORUM : INFRA-M, 2017. – 72 s.
17. Ivanov, M. N. Detali mashin : uchebnik dlya akadem. baka-lavriata / M. N. Ivanov, V. A. Finogenov. – 16-e izd., ispr. i dop. – M. : YUrajt, 2018. – 409 s.

References

1. Cilindricheskie motor-reduktory s paralelnymi valami // Katalog cilindricheskih motor-reduktorov OOO "Privodnye tekhnologii". – URL: <https://tech-privod.com/index.pl?act=SECTION&ion=cilindricheskie+motor-reduktory+s+paralelnymi+valami> (data obrashcheniya: 06.05.2024).
2. Patent 12380 RB, МПК F 16 H 1/32. Planetarnaya ekscentrikovaya peredacha : № u 20190289; zayavl. 18.11.19; opubl. 30.08.2020 / Gromyko P. N., Makarevich S. D., Makarevich A. S.; zayavitel' i patentoobladatel' Belorussko-Rossiiskij universitet. – 12 s.

Материал поступил 06.02.2025, одобрен 13.03.2025, принят к публикации 13.03.2025