

DOI: 10.53078/20778481\_2023\_3\_66

УДК 621.83.06

**Е. С. ЛУСТЕНКОВА**

**С. А. ЗЫЛЬ**

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ СИНУСОШАРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ В СИСТЕМЕ SIEMENS NX**

### **Аннотация**

Рассмотрены вопросы компьютерного моделирования нового типа механических передач. Разработан алгоритм исследования параметров синусошариковой передачи в модулях кинематики и конечно-элементного анализа системы автоматизированного проектирования NX. Синусошариковые передачи нашли применение в технике для бурения скважин и механизированном инструменте. В настоящее время рассматривается возможность их применения для создания дифференциальных и мультипликаторных механизмов. В разработанной модели тела качения (шарики) перемещаются по беговым дорожкам, выполненным в виде замкнутых на цилиндрических поверхностях синусоидальных кривых одинаковой амплитуды. Беговые дорожки изготавливаются на цилиндрических поверхностях внутренней и наружной втулок. Между двумя втулками располагается сепаратор (водило), который имеет осевые пазы, вдоль которых перемещаются шарики, вынуждая его вращаться с редуцированной скоростью. Разработаны алгоритмы определения среднего значения КПД передачи на стадии проектирования. Исследованы деформации и напряжения, возникающие в сепараторе как наиболее слабом элементе механизма.

### **Ключевые слова:**

синусошариковая передача, тела качения, редуктор, сепаратор, метод конечных элементов, КПД.

### **Для цитирования:**

Лустенкова, Е. С. Моделирование работы синусошариковой передачи в системе Siemens NX / Е. С. Лустенкова, С. А. Зыль // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 3 (80). – С. 66–75.

### **Введение**

Компьютерное моделирование и инженерный анализ с помощью современных систем автоматизированного проектирования позволяют существенно сократить расходы на подготовку производства новой техники и время выхода ее на рынок. Система Siemens NX включает необходимые модули для создания модели, ее виртуальных испытаний и изготовления (CAD, CAE и CAM) и используется в учебном процессе Белорусско-Российского университета (БРУ). Особенно эффективно применение NX при проектировании новой техники, для которой еще не разработано проверенных ресурсными испытаниями методик расчета. В БРУ на протяжении нескольких десятков лет

разрабатываются и исследуются новые типы элементов механических приводов – передачи с промежуточными телами качения (ППТК) [1]. Одна из таких передач – синусошариковая передача, преимуществами которой являются малые радиальные габариты и высокая нагрузочная способность благодаря параллельной многопоточности [2]. Синусошариковые передачи нашли применение в технике для бурения скважин и механизированном инструменте [3]. В настоящее время рассматривается возможность их применения для создания дифференциальных и мультипликаторных механизмов [4]. При проектировании новых технических объектов постоянно возникает необходимость решения задач поиска оптимальных решений по нескольким критериям, одним из ко-

торых является КПД [5–7]. Также актуальна задача обеспечения прочности основных элементов механизма [8–10]. Целью настоящих исследований являлась разработка алгоритмов исследования параметров синусошариковой передачи в модулях программы NX, предназначенных для инженерного анализа.

### Параметры модели синусошариковой передачи

Компьютерная модель синусошариковой передачи, разработанная в NX, показана на рис. 1, а. Тела качения (шарики) 4 перемещаются по беговым дорожкам, выполненным в виде замкнутых цилиндрических синусоидальных кривых одинаковой амплитуды. Одна такая дорожка с числом периодов (волн)  $Z_1$  выполнена на поверхности внутренней втулки 1, а другая с числом периодов  $Z_3$  – на внутренней поверхности наружной втулки 3. Между двумя втулками размещается сепаратор (водило) 2, который имеет осевые пазы, рас-

положенные с постоянным угловым шагом. Шарики, перемещаясь по беговой дорожке внутренней втулки, которая является ведущим звеном, одновременно обкатываются по неподвижной беговой дорожке наружной втулки, соединенной с корпусом редуктора, а также перемещаются вдоль пазов сепаратора (ведомого звена), вынуждая его вращаться с редуцированной скоростью.

После процесса создания моделей основных элементов и их сборки в блоке программы Modelling дальнейшие исследования проводились в блоке Motion Simulation. Внутренней втулке с однопериодной синусоидальной беговой дорожкой (в форме эллипса) обеспечена возможность вращения относительно оси  $Oz$  с помощью установленного вращательного шарнира. Наружная втулка с многопериодной синусоидой остается неподвижной (наложен фиксирующий шарнир), а сепаратор также с помощью установленного вращательного шарнира имеет возможность вращаться относительно оси  $Oz$ .

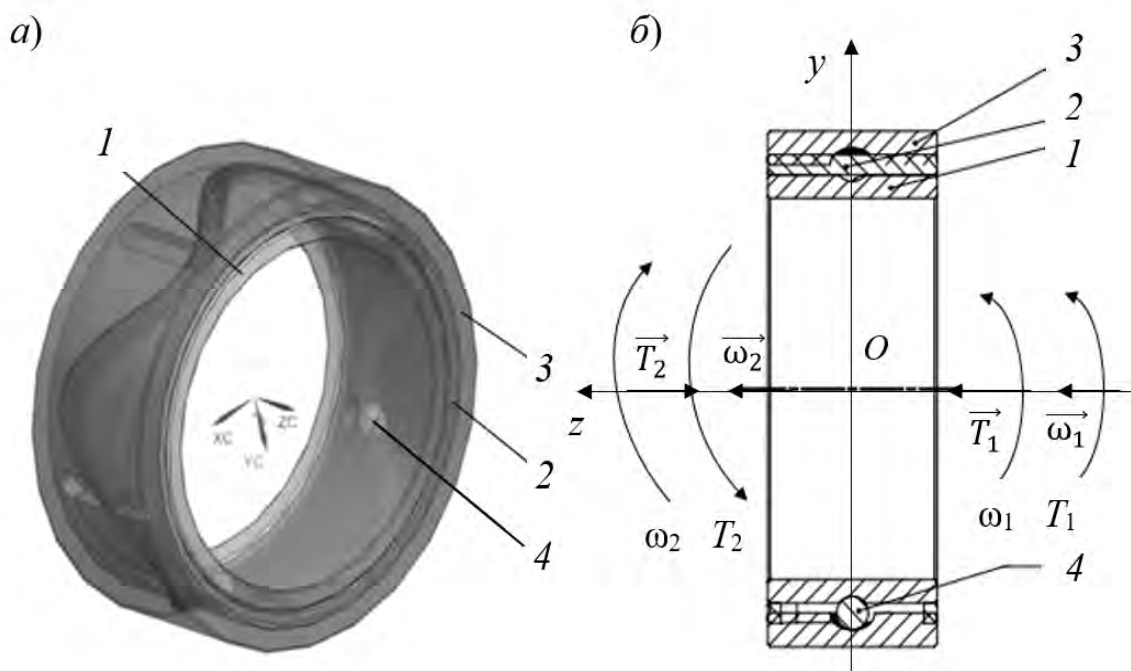


Рис. 1. Модель синусошариковой передачи в системе NX: а – общий вид; б – с обозначением нагрузок

Внутренней втулке с однопериодной беговой дорожкой задавалось постоянное вращение с угловой скоростью  $2\pi$  рад/с с помощью активированного полиномиального драйвера в шарнире. К сепаратору прикладывался векторный момент, модуль которого  $T_2 = 50$  Н·м. Вектор момента направлен вдоль оси вращения  $Oz$  в сторону, обратную вектору угловой скорости вращения (момент сопротивления). В 3D-контактах между телами качения и сепаратором со втулками устанавливался динамический коэффициент трения  $f = 0,02$ . Остальные параметры принимались предлагаемыми программой по умолчанию: экспоненциальный коэффициент усиления – 2; коэффициент демпфирования материала – 10 Н·с/мм; величина допустимого взаимопроникновения поверхностей – 0,01 мм.

Так как в задачи исследования входило определение КПД редукторного механизма, в качестве управляемого параметра была выбрана амплитуда  $A$  беговых дорожек. Ее значение в совокупности с радиусом  $R$  образующей окружности цилиндрической поверхности, где располагаются центры масс шариков, и числом периодов (волн) беговой дорожки  $Z$  определяют комплексный параметр – угол подъема беговой

дорожки. Данный угол, как и угол давления в кулачковых механизмах или угол подъема винтовой линии в червячных и винтовых механизмах, наряду с коэффициентами трения определяет КПД механизма.

Ранее была получена зависимость для определения оптимальной амплитуды беговой дорожки по критерию максимального КПД [11]

$$A = \frac{\pi \cdot R \cdot \sqrt{2 \cdot Z_3 - \operatorname{tg}^2(\psi)}}{4 \cdot Z_3}, \quad (1)$$

где  $Z_1$  – число периодов беговой дорожки внутренней втулки,  $Z_1 = 1$ ;  $Z_3$  – число периодов многопериодной беговой дорожки наружной втулки;  $\psi$  – угол трения, характеризующий трение качения (с коэффициентом  $f$ ) между шариком и беговой дорожкой,  $\psi = \operatorname{arctg}(f)$ .

Для заданных параметров ( $R = 40$  мм,  $Z_3 = 4$ ,  $f = 0,02$ ) оптимальное значение амплитуды составило 22,2 мм.

При исследовании были созданы три идентичные параметрические модели, в которых изменялось только значение амплитуды в соответствии с табл. 1. Вторым вариантом модели имел теоретически оптимальную амплитуду.

Табл. 1. Параметры моделей

Параметр	Вариант модели		
	1	2	3
Амплитуда $A$ , мм	10	22,2	34,4
Радиус $R$ , мм	40	40	40
Передаточное отношение $i$	5	5	5

Для третьего и первого вариантов моделей амплитуда изменялась в диапазоне  $\pm 12,2$  мм.

Для расчета в постпроцессоре NX использовался решатель Adams, время расчета – 1 с, число шагов – 600.

### **Исследование кинематических параметров и КПД синусошариковой передачи**

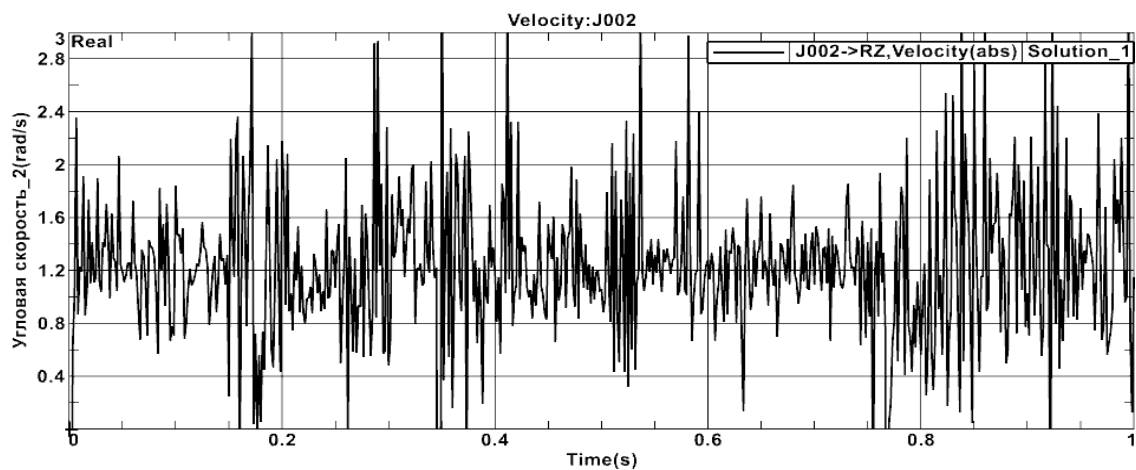
Полученные значения угловой скорости сепаратора  $\omega_2$  в течение секунд-

ной симуляции в модуле Motion Simulation системы NX показаны на рис. 2.

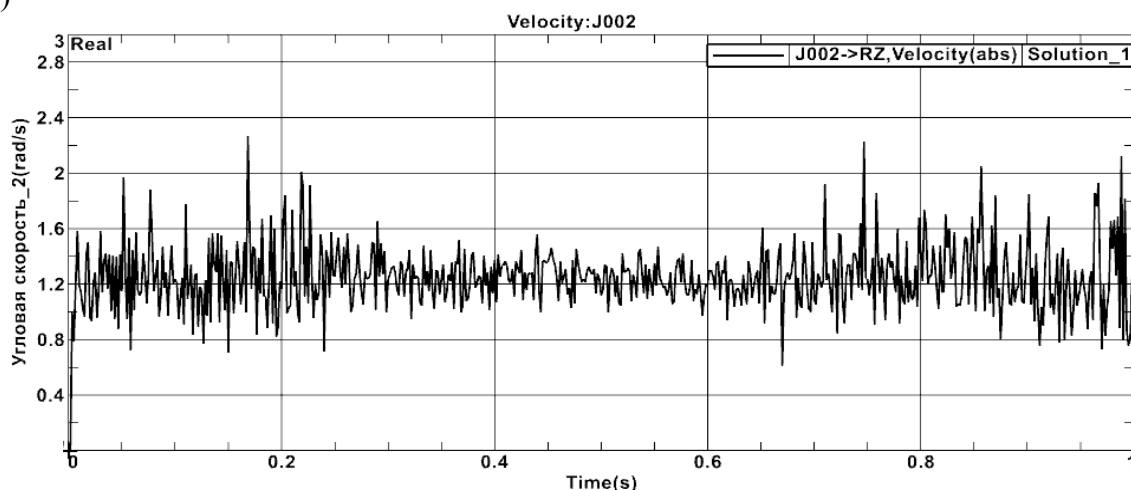
сти сепаратора при различных значениях амплитуды составило 1,25 рад/с.

Среднее значение угловой скорости

а)



б)



в)

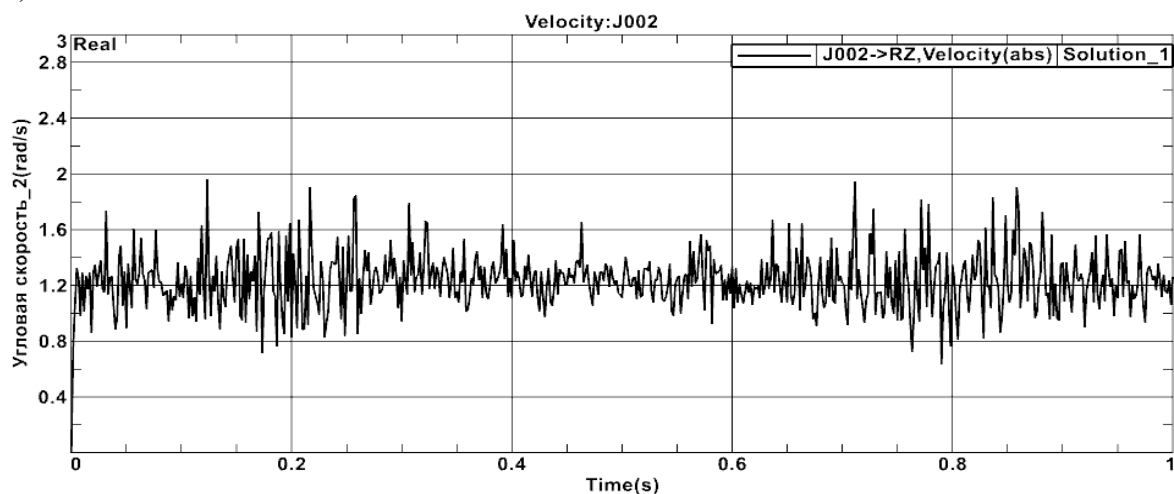


Рис. 2. Изменение угловой скорости сепаратора для моделей с различными амплитудами: а – с амплитудой 10 мм; б – с амплитудой 22,2 мм; в – с амплитудой 34,4 мм

Средняя скорость вращения сепаратора постоянна при различных значениях амплитуды синусошариковой передачи, при этом уменьшение амплитуды, по сравнению с теоретически оптимальным значением, приводит к повышению неустойчивости процесса и увеличению амплитуды колебаний мгновенных значений угловой скорости ведомого вала (сепаратора).

Изменение мгновенных значений момента на внутренней втулке  $T_{1j}$  ( $j$  – номер варианта модели) в течение секундной симуляции показано на рис. 3. Для соответствующих вариантов моделей были определены средние значения моментов:  $T_{11} = 11,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $T_{12} = 11,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

$$T_{13} = 12,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Поскольку угловые скорости вращения внутренней втулки и сепаратора принимались постоянными (средние значения), то среднее значение КПД рассчитывалось по формуле

$$\eta_j = \frac{P_{2j}}{P_{1j}} = \frac{T_{2j} \cdot \omega_{2j}}{T_{1j} \cdot \omega_{1j}} = \frac{T_{2j}}{T_{1j} \cdot i}, \quad (2)$$

где  $P_1, P_2$  – средние значения мощностей на ведущем и ведомом элементах передачи соответственно.

Средние значения КПД при данных средних значениях моментов приведены в табл. 2.

Табл. 2. КПД для моделей с различной амплитудой

Амплитуда, мм	Параметр		
	$T_2, \text{Н}\cdot\text{м}$	$T_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\eta$
10	50	11,8	0,85
22,2	50	11,2	0,89
34,4	50	12,1	0,83

Результаты компьютерного моделирования подтверждают справедливость формулы (1), по которой определялось оптимальное значение амплитуды беговых дорожек.

### **Компьютерное исследование сепаратора синусошарикового редуктора**

В задачи исследования входило проведение анализа методом конечных элементов сепаратора синусошарикового редуктора. В математической модели передачи беговые дорожки заменяются центровыми кривыми – траекториями центров масс шариков.

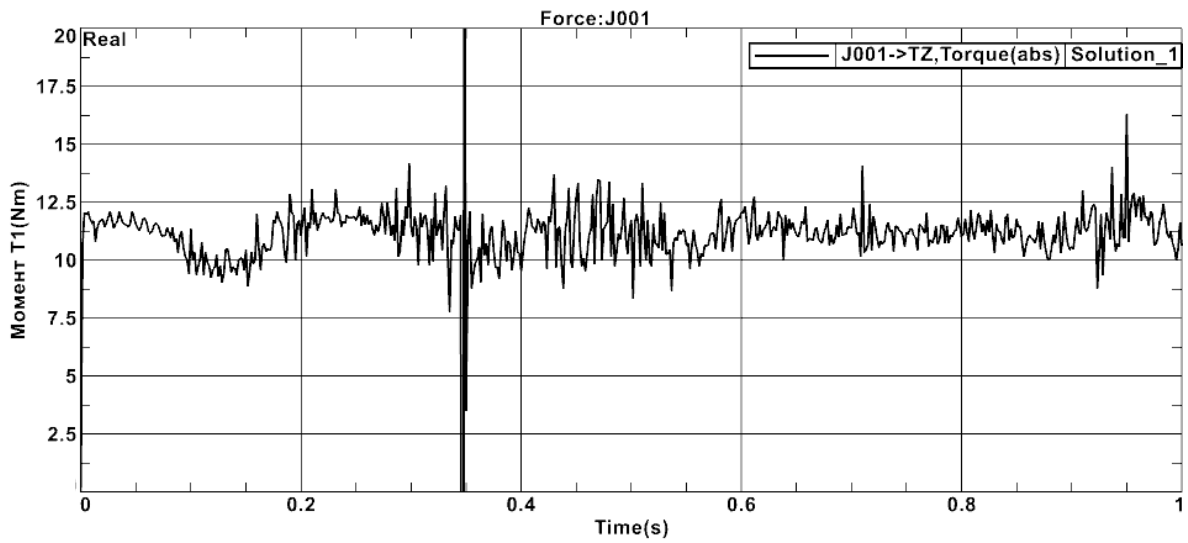
Координаты точек пространственной кривой описываются системой параметрических уравнений

$$\begin{cases} x = R \cdot \cos(\varphi); \\ y = R \cdot \sin(\varphi); \\ z = A \cdot \sin(\varphi), \end{cases} \quad (3)$$

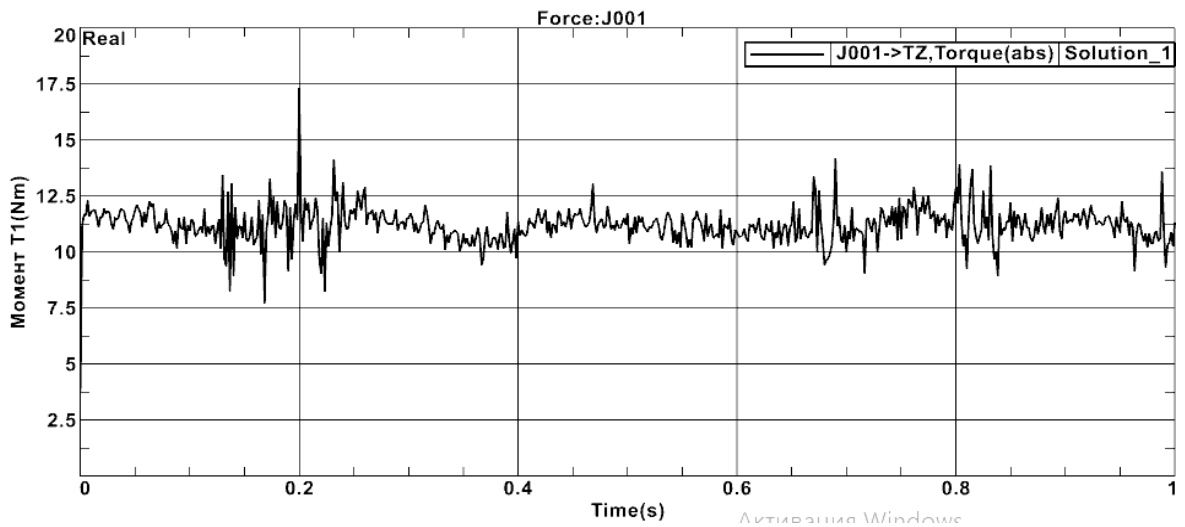
где  $\varphi$  – центральный угол, отсчитываемый в плоскости  $xOy$ , где располагается средняя окружность с радиусом  $R$ .

Первых два уравнения системы описывают движение точки вдоль средней окружности при изменении центрального угла от 0 до  $2\pi$ . Третье уравнение является уравнением синусоиды, описывающим колебания точки относительно оси  $Oz$ . На сепараторе располагаются точки пересечения двух синусоид. Расстояние  $\Delta$  между этими точками равно  $2 \cdot \pi/5$ . В табл. 3 приведены координаты точки в зависимости от значения угла  $\varphi$ .

a)



б)



в)

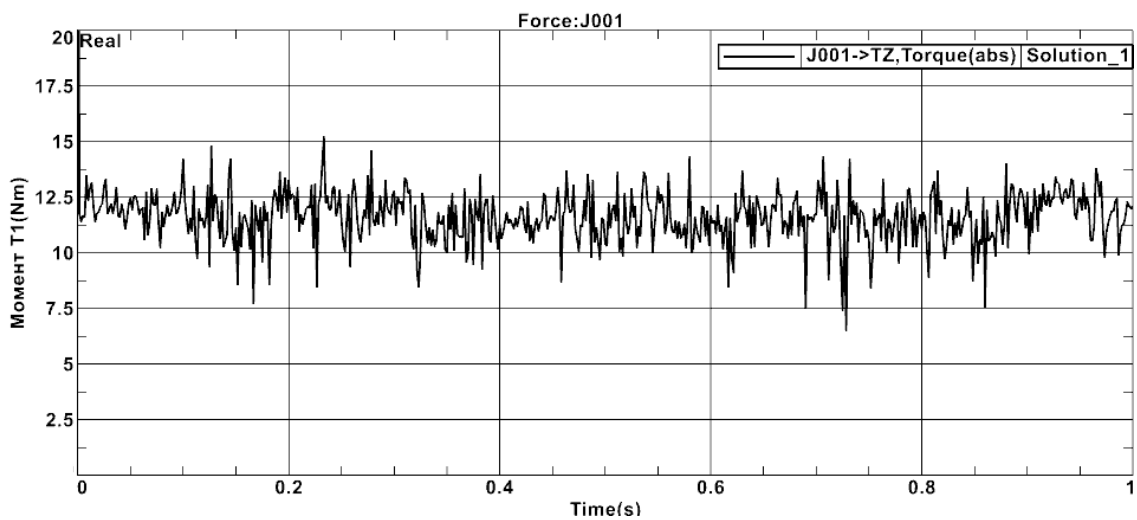


Рис. 3. Изменение момента на внутренней втулке для моделей с различными амплитудами: а – с амплитудой 10 мм; б – с амплитудой 22,2 мм; в – с амплитудой 34,4 мм

Табл. 3. Координаты точки в зависимости от значения угла  $\varphi$ 

Координата точки	$\varphi_0 = 0$	$\varphi_1 = \frac{2 \cdot \pi}{5}$	$\varphi_2 = \frac{4 \cdot \pi}{5}$	$\varphi_3 = \frac{6 \cdot \pi}{5}$	$\varphi_4 = \frac{8 \cdot \pi}{5}$
$x$	40	12,36067978	-32,36067978	-32,36067978	12,36067978
$y$	0	38,04226065	23,51141009	-23,51141009	-38,04226065
$z$	0	-9,510565163	-5,877852523	5,877852523	9,510565163

Данные точки являются координатами центров масс шариков. Примем допущение о равномерности распределения нагрузки между телами качения. Шарик действует на внутреннюю поверхность паза сепаратора с силой

$$F = \frac{T_2}{R \cdot n}, \quad (4)$$

где  $T_2$  – момент, действующий на сепаратор, Н·м;  $R$  – радиус образующей окружности цилиндрической синусоиды;  $n$  – количество шариков,  $n = 5$ .

При заданном  $T_2 = 50$  Н·м, радиусе  $R = 40$  мм и числе шариков  $n = 5$  сила  $F = 250$  Н.

Данная сила действует на точки, находящиеся на поверхности пазов сепаратора и являющиеся проекциями центров масс шариков.

Для анализа прочности сепаратора в NX использовалась ранее созданная его модель. Дальнейший анализ проводился в модуле Design Simulation. Задавались решатель (NX Design Simulation) и тип анализа (Structural). Тип элементов сетки – STETRA(10), размер элемента – 1 мм. Материал сепаратора Steel выбирался из библиотеки материалов, который по своим механическим характеристикам сопоставим с улучшенной конструкционной сталью 45.

Для приложения сосредоточенных сил первоначально задавались точки согласно табл. 3. Далее полученные точки проектировались на грани сепаратора. Для этого во вкладке Point выбирался тип точки Projected Point. В качестве объекта, на который проектируется

точка, указывались поверхности (грани) паза сепаратора, а в качестве проецируемых точек поочередно принимались центры масс шариков.

Далее перестраивалась сетка конечных элементов, чтобы совместить некоторые из ее узлов с построенными точками. Для этого был необходим переход в раздел программы Pre/Post. В появившемся диалоговом окне конструктора точек сетки выбирался тип Projected Point, в разделе Object to Project – грань, на которой расположена ранее созданная точка, а в разделе Point – созданные ранее точки. Обновление сетки проводилось в блоке Design Simulation редактированием файла симуляции (\*.sim). Необходимо было, чтобы элементы сетки, находящиеся рядом с ранее созданным узлом, изменили форму и перестроились таким образом, чтобы узел сетки стал общей вершиной этих элементов.

Силы, действующие на созданные точки, задавались перпендикулярно грани сепаратора. Для этого использовались инструменты Load Type и далее – Force. В появившемся окне устанавливалась опция Normal, значение силы – 250 Н. Для фиксации сепаратора у одного из торцов применялся инструмент Fixed Constraint (жесткая заделка).

Навигатор постпроцессора позволяет отобразить результаты смещения, вращения, напряжения по элементам и по узлам, приложенные силы, силы и момент реакции и др. Деформированное состояние сепаратора под действием нагрузок показано на рис. 4.

Из результатов моделирования

следует, что при данных условиях максимальная деформация сепаратора составит 0,0053 мм. Такая деформация является допустимой исходя из 7-й степени точности изготовления деталей.

Результаты моделирования напряжений, распределяемых в теле сепаратора

под действием приложенного крутящего момента, распределяемого по пяти точкам контакта, показаны на рис. 5.

Максимальные напряжения по критерию Фон Мизеса составляют 283,14 МПа, что ниже предела текучести для заданного материала.



Рис. 4. Распределение деформаций в сепараторе



Рис. 5. Распределение напряжений в сепараторе



### Заключение

Разработан алгоритм виртуальных испытаний редукторных механизмов в системе NX, позволяющий определить угловую скорость (частоту) вращения ведомого вала при заданной скорости ведущего вала. Алгоритм также дает возможность оценить среднее значение КПД проектируемого редуктора при заданных нагрузках и определить рациональные геометрические параметры до этапа проведения натуральных испытаний экспериментальных образцов. Результа-

тами компьютерного моделирования подтверждена теоретическая зависимость для определения амплитуды беговых дорожек синусошариковой передачи, обеспечивающая минимальные потери мощности при заданных радиусе  $R$ , числе периодов  $Z$  и коэффициентах трения  $f$ . Проведена оценка прочности сепаратора передачи методом конечных элементов на основе разработанного алгоритма распределения нагрузки по числу  $n$  параллельных потоков (тел качения).

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.
2. **Лустенков, М. Е.** Шариковые планетарные передачи для средств малой механизации / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 6. – С. 15–17.
3. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск: Вышэйшая школа, 1983. – 107 с.: ил.
4. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брянского гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
5. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижевского гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение основных геометрических параметров планетарных шариковых передач / М. Е. Лустенков // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2008. – № 1. – С. 12–17.
7. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
8. **Лустенков, М. Е.** Расчет геометрии адаптированного профиля эллипсной шариковой передачи / М. Е. Лустенков // Технология машиностроения. – 2005. – № 5. – С. 36–38.
9. **Lustenkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / M. E. Lustenkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, № 2. – P. 111–121.
10. **Lustenkova, E. S.** Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion / M. E. Lustenkova, E. S. Lustenkova // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 795 (2020) 012020. – 6 p.
11. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.: ил.

Статья сдана в редакцию 23 июня 2023 года

Контакты:

fittsova@gmail.com (Лустенкова Екатерина Сергеевна);  
serge070802@gmail.com (Зыль Сергей Андреевич).

**E. S. LUSTENKOVA, S. A. ZYL**

## **SIMULATION OF SINUS-BALL TRANSMISSION OPERATION IN SIEMENS NX SYSTEM**

### **Abstract**

The article deals with computer simulation of a new type of mechanical transmission. An algorithm has been developed to study the parameters of sinus-ball transmission in the kinematics and finite element analysis modules of the NX CAD system. Sinus-ball transmissions have found application in well drilling equipment and mechanized tools, and the possibility of their use to create differential and multiplier mechanisms is currently being considered. In the model developed, rolling elements (balls) move along race tracks made in the form of sinusoidal curves with the same amplitude closed on cylindrical surfaces. The race tracks are made on the cylindrical surfaces of inner and outer bushings. Between the two bushings there is a separator (carrier), which has axial grooves along which the balls move, forcing the separator to rotate at a reduced speed. Algorithms for determining the average value of transmission efficiency at the design stage have been developed. Deformations and stresses arising in the separator, as the weakest element of the mechanism, have been studied.

### **Keywords:**

sinus-ball transmission, rolling elements, speed reducer, separator, finite element method, efficiency.

### **For citation:**

Lustenkova, E. S. Simulation of sinus-ball transmission operation in Siemens NX system / E. S. Lustenkova, S. A. Zyl // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 3 (80). – P. 66–75.