

DOI: 10.24412/2077-8481-2025-2-34-42

УДК 621.822.6

**А. П. ПРУДНИКОВ**, канд. техн. наук, доц.

**К. А. ЦЫГАНОВА**

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

## **ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА СКОЛЬЖЕНИЯ ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ЗА СЧЕТ СИЛ ТРЕНИЯ**

### **Аннотация**

Рассмотрен вопрос разработки винтовой передачи скольжения для преобразования параметров вращательного движения за счет сил трения. Проанализировано влияние геометрического скольжения в зацеплении на КПД передачи. Разработана методика расчета сил, действующих в передаче. Получены результаты компьютерного моделирования, подтверждающие адекватность полученных математических зависимостей.

### **Ключевые слова:**

винтовая передача, КПД, геометрическое скольжение, силы в зацеплении.

### **Для цитирования:**

Прудников, А. П. Винтовая передача скольжения для преобразования параметров вращательного движения за счет сил трения / А. П. Прудников, К. А. Цыганова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2025. – № 2 (87). – С. 34–42.

### **Введение**

Винтовые передачи скольжения применяют для преобразования вращательного движения в поступательное. К их преимуществам относятся: большая нагрузочная способность при малых габаритных размерах; простая и дешевая конструкция; высокая кинематическая точность; плавность и бесшумность работы. Главным недостатком передачи является низкий КПД из-за трения скольжения [1, с. 311].

Передачи, в которых движение между звеньями передается за счет сил трения, называют фрикционными. Преимуществами фрикционных передач являются: простая конструкция; плавность и бесшумность работы. К их недостаткам относят: непостоянство передаточного отношения; большие нагрузки на валы и подшипники из-за прижимной силы, создающей необходимую силу трения; ограниченная частота вращения для силовых передач [2, с. 7]. Исходя из указанных преиму-

ществ и недостатков, фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в основном применяют в приборостроении, т. к. при использовании их в качестве силовых передач они будут иметь значительные массогабаритные параметры.

Предлагается рассмотреть возможность применения винтовой передачи скольжения для преобразования параметров вращательного движения за счет сил трения, что позволит при сохранении указанных преимуществ нивелировать приведенные недостатки.

Кинематическая схема предложенной передачи приведена на рис. 1.

Принцип действия передачи основан на совмещении работы винтовой передачи скольжения и фрикционной передачи: при вращении ведущего винта витки его резьбы взаимодействуют с витками резьбы ведомого винта, создавая значительную осевую силу, которая, в свою очередь, создает на поверхности контактирующих витков резьбы силу трения, достаточную для передаваемого

окружного усилия. Таким образом, сила прижатия витков резьбы, а соответственно, и сила трения меняются пропорционально изменению передаваемого

вращающего момента, что значительно снижает потери на трение, повышая КПД и долговечность передачи.

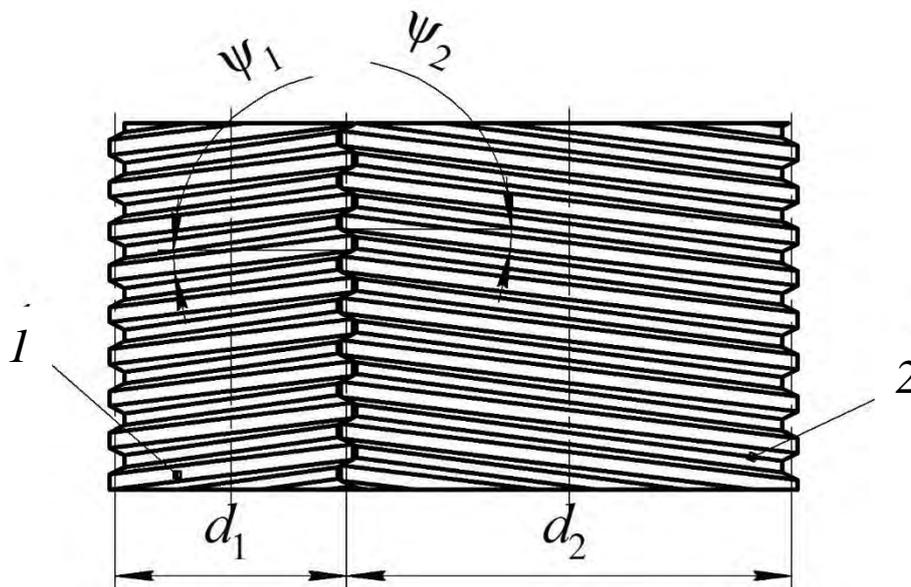


Рис. 1. Кинематическая схема винтовой передачи: 1 – ведущий винт; 2 – ведомый винт

Передаточное отношение исследуемой передачи определяется по формуле

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (1)$$

где  $Z_1$ ,  $Z_2$  – число заходов винтовых линий, образующих резьбу, расположенных на ведущем и ведомом звеньях передачи.

Шаг резьбы ведомого винта определяется по формуле

$$p_2 = p_1 \cdot Z_2, \quad (2)$$

где  $p_1$  – шаг резьбы ведущего винта, мм.

При отношении средних диаметров резьбы ведущего  $d_2$  и ведомого  $d_1$  винтов, равном  $i$ , угол подъема винтовой линии  $\psi$  (определяется по известной формуле для резьбы [3, с. 159]) у обоих винтов будет одинаков ( $\psi_1 = \psi_2$ ). Но для

передачи с внешним зацеплением винтовые линии должны иметь разное направление, а для передачи с внутренним зацеплением – одинаковое.

Как видно из формулы (1), передаточное отношение является целым числом и, исходя из рациональных габаритных размеров передачи, диапазон передаточных чисел в одной ступени ограничен от 1 до 5.

### Геометрическое скольжение

Причиной износа и уменьшения КПД винтовой передачи является скольжение: упругое и геометрическое.

Упругое скольжение вызвано упругими деформациями в зоне контакта витков резьбы (контакт по линии при приложении нагрузки переходит в контакт по некоторой площадке). Величина этого скольжения невелика и обычно не превышает 0,2 % для элементов передачи, выполненных из стали.

Геометрическое скольжение возникает вследствие разности скоростей ведущего и ведомого звеньев передачи по длине их контакта (рис. 2).

Как видно из рис. 2, при  $d_2 / d_1 = i$

окружные скорости в точке  $C$  для обоих винтов равны, в точке  $A$  окружная скорость ведущего винта меньше, чем ведомого, а в точке  $B$  – наоборот.

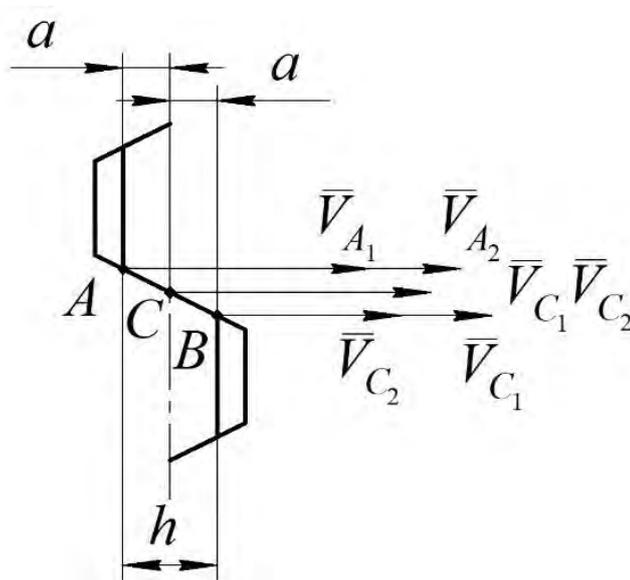


Рис. 2. Схема зацепления винтовой передачи с наружным зацеплением

В случае реализации винтовой передачи с внутренним зацеплением при  $d_2 / d_1 = i$  будет наблюдаться обратная ситуация: в точке  $A$  окружная скорость ведущего винта больше, чем ведомого, а в точке  $B$  – наоборот.

Соответственно, в точке  $A$

$$\omega_1 \cdot \left( \frac{d_1}{2} \mp a \right) < \frac{\omega_1}{i} \cdot \left( \frac{i \cdot d_1}{2} + a \right), \quad (3)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость ведущего винта,  $c^{-1}$ ;  $a$  – половина высоты профиля резьбы  $h$ , м.

В точке  $B$

$$\omega_1 \cdot \left( \frac{d_1}{2} \pm a \right) > \frac{\omega_1}{i} \cdot \left( \frac{i \cdot d_1}{2} - a \right). \quad (4)$$

Если из большей вычесть меньшую скорость, то получим, что скорость скольжения для точек  $A$  и  $B$  составляет

$$V_{ск} = \omega_1 \cdot \frac{h}{2} \left( 1 \pm \frac{1}{i} \right). \quad (5)$$

В формулах (3)–(5) верхний знак для алгебраической суммы имеет отношение к передаче с наружным зацеплением, а нижний – с внутренним.

Исходя из формулы (5), скорость геометрического скольжения пропорциональна расстоянию  $h$ .

Таким образом, при возникновении в точках контакта ведущего и ведомого звеньев разности скоростей происходит относительное скольжение, которое вызывает износ, снижение КПД и нагрев передачи. Чтобы уменьшить геометрическое скольжение, необходимо снижать длину линии контакта взаимодействующих витков резьбы ведущего и ведомого звеньев, т. е. уменьшать высоту профиля резьбы.

На рис. 3 приведены графики ско-

рости скольжения в зацеплении, полученные в результате моделирования в САПР NX для исследуемой передачи с наружным зацеплением со следующими параметрами:  $Z_1 = 1$ ;  $Z_2 = 2$ ;  $d_1 = 20$  мм;  $d_2 = 40$  мм;  $p_1 = 5$  мм;  $p_2 = 10$  мм; угол наклона профиля резьбы  $\beta = 10^\circ$  (рассматривается трапецеидальный профиль

резьбы). При моделировании кинематики передачи были заданы: частота вращения ведущего звена  $n_1 = 10$  мин<sup>-1</sup>; момент сопротивления на ведомом звене  $T_2 = 10$  Н·м; коэффициент трения скольжения  $f = 0,05$ .

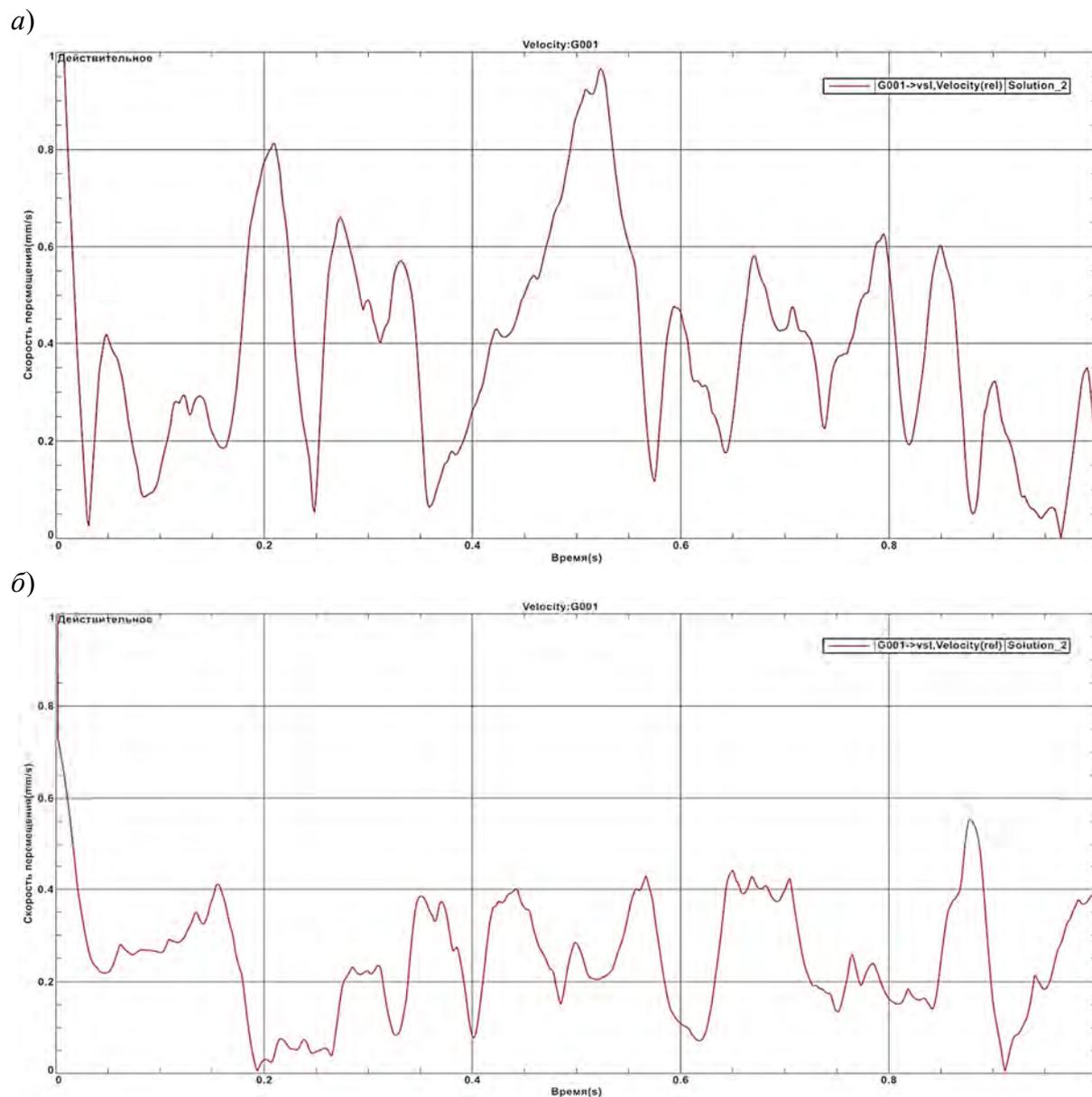


Рис. 3. Графики скорости скольжения: а –  $h = 4$  мм; б –  $h = 2$  мм

Результаты компьютерного моделирования, приведенные на рис. 3, соответствуют аналитической зависимости (5).

Снижение негативных эффектов от упругого и геометрического скольжения возможно путем применения в передаче смазки. Хотя при этом коэффициент трения между взаимодействующими поверхностями значительно ниже и, соответственно, необходима большая сила прижатия витков резьбы. Однако в этом

случае уменьшается износ и улучшается отвод тепла от звеньев передачи.

### Силовой анализ

Для обеспечения работоспособности передачи передаваемая окружная сила должна быть равна создаваемой взаимодействующими витками резьбы силе трения. Схема сил, действующих в передаче с наружным зацеплением, приведена на рис. 4.

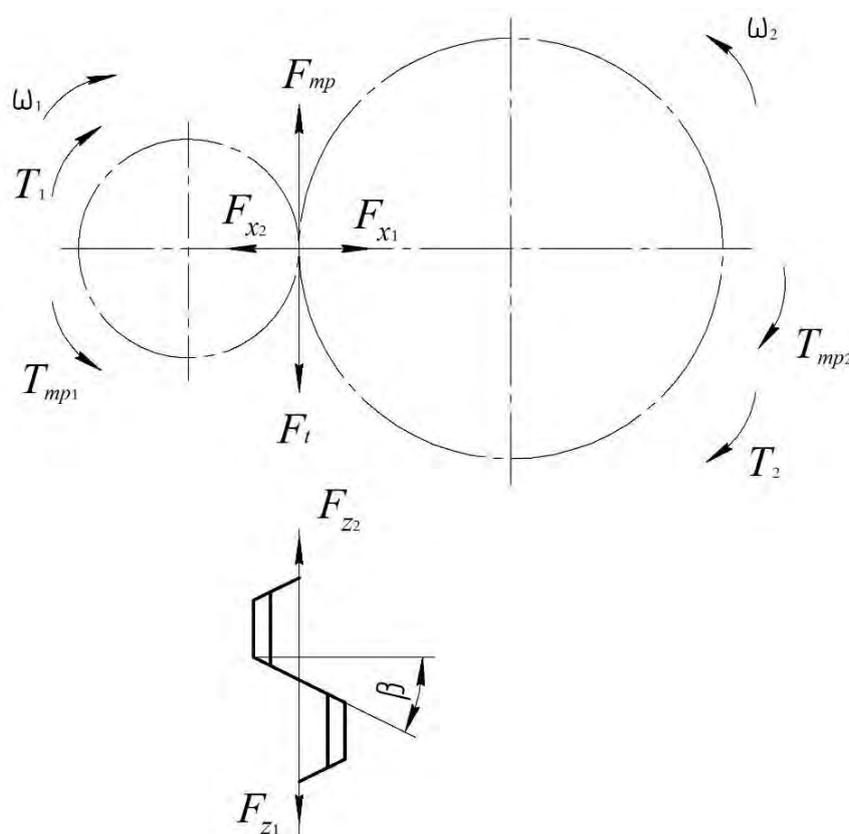


Рис. 4. Схема сил, действующих в исследуемой передаче

Вращающий момент на ведущем звене определяется по формуле

$$T_1 = \frac{1}{i} \cdot (T_2 + T_{mp2}) + T_{mp1}, \quad (6)$$

где  $T_2$  – момент полезного сопротивления на ведомом звене, Н·м;  $T_{mp2}$  – момент трения в опорах ведомого

звена, Н·м;  $T_{mp1}$  – момент трения в опорах ведущего звена, Н·м.

Окружная сила определяется по формуле

$$F_{mp} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}. \quad (7)$$

Силы  $F_{t1} = F_{t2}$ .

Сила, действующая вдоль оси вращения винта, определяется по формуле

$$F_{z_1} = F_{z_2} = \frac{F_{t1}}{\tan(\psi_1)} = \frac{F_{t2}}{\tan(\psi_2)}. \quad (8)$$

Радиальная сила определяется по формуле

$$F_{x_1} = F_{x_2} = \frac{F_{z_1}}{\tan(\beta)} = \frac{F_{z_2}}{\tan(\beta)}, \quad (9)$$

где  $\beta$  – угол наклона профиля резьбы, рад.

Как видно из формул (8) и (9), величины осевых и радиальных сил можно снизить за счет увеличения углов  $\psi$  и  $\beta$ . Однако при увеличении данных углов может возникнуть интерференция взаимодействующих витков резьбы (зависит от высоты профиля резьбы – чем меньше высота, тем ниже шанс появления интерференции). Рациональное значение угла  $\beta$  находится в диапазоне  $10^\circ \dots 15^\circ$ , а угла  $\psi$  – в диапазоне  $2^\circ \dots 10^\circ$ .

На рис. 5 приведены графики сил, полученные путем моделирования в САПР NX для передачи с вышепринятыми параметрами (причем  $h = 2$  мм). Полученные результаты подтверждают адекватность приведенных силовых зависимостей. КПД передачи при этом составил 0,97.

Преимуществом исследуемой передачи является то, что ее передаточное отношение не зависит от диаметра винтов, а зависит только от числа заходов винтовых линий. Соответственно, можно получить компактную конструкцию передачи за счет уменьшения диаметра ведомого звена. Однако при этом необходимо учитывать, что не будет обеспечено равенство углов подъема винтовых линий, что может приводить к интерференции витков резьбы при зацеплении ведущего и ведомого звеньев (для уменьшения вероятности возникновения интерференции можно использовать круглый профиль резьбы). Также в этом

случае величина геометрического скольжения будет достигать значительных величин, что приведет к снижению КПД передачи.

На рис. 6 приведены графики скорости скольжения в зацеплении и вращающего момента на ведомом валу, полученные путем моделирования в САПР NX для передачи со следующими параметрами:  $Z_1 = 1$ ;  $Z_2 = 2$ ;  $d_1 = 20$  мм;  $d_2 = 30$  мм;  $p_1 = 5$  мм;  $p_2 = 10$  мм; угол наклона профиля резьбы  $\beta = 10^\circ$ ;  $h = 2$  мм. Настройки для моделирования кинематики заданы аналогичными вышепринятым.

Как видно из рис. 6, при снижении размера  $d_2$  в 1,33 раза скорость скольжения выросла в 10 раз, а КПД снизился на 6 %.

Главным фактором, влияющим на КПД исследуемой передачи, являются потери в опорах, вызванные значительными осевыми силами, необходимыми для создания для передачи полезного усилия силы трения. Для снижения действующих на опоры осевых сил ведущее и ведомое звенья передачи предлагается выполнять составными, каждое из которых состоит из двух соосных винтов с противоположным углом наклона винтовой линии резьбы. Соответственно, возникающая на каждом винте осевая сила будет компенсироваться равной по величине, но противоположно направленной силой на втором винте [4].

В результате проведенных исследований разработана новая кинематическая схема винтовой передачи скольжения для преобразования параметров вращательного движения за счет сил трения, обладающая простой конструкцией, малыми габаритными размерами, высокой кинематической точностью, плавностью и бесшумностью работы, высокой нагрузочной способностью и большим КПД. Недостатком передачи является необходимость использования резьбы с трапецидальным профилем с нестандартными геометрическими параметрами для предотвращения интерференции.

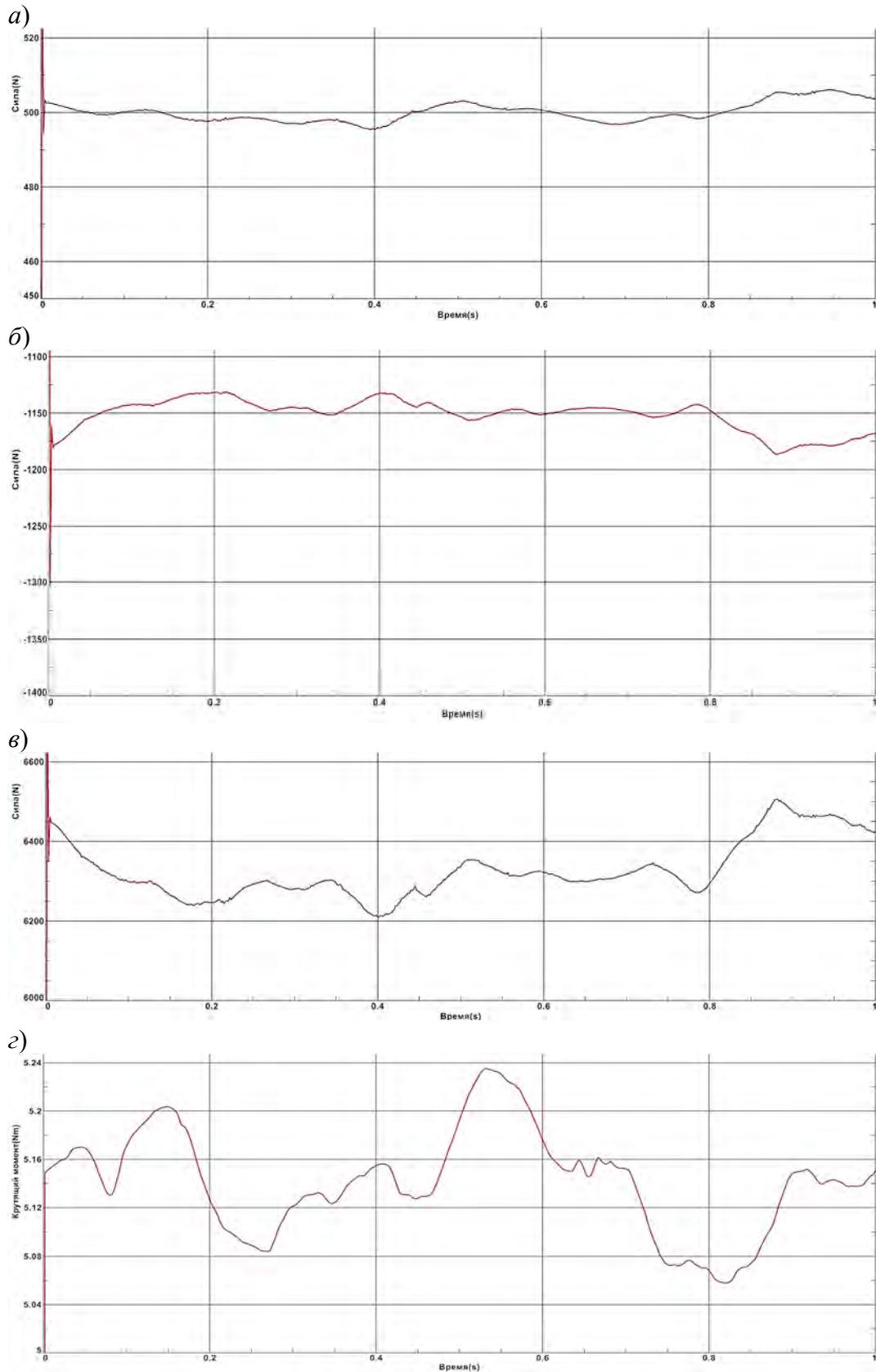
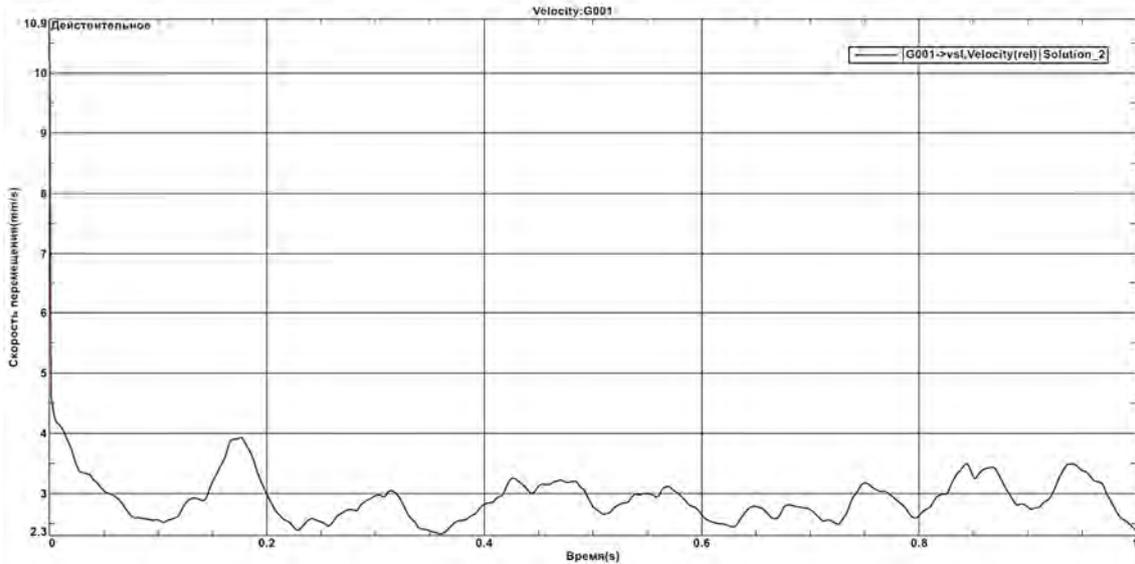


Рис. 5. Графики сил и КПД: а – график окружной силы; б – график радиальной силы; в – график осевой силы; г – график вращающего момента на ведущем валу (без учета трения в опорах)

а)



б)

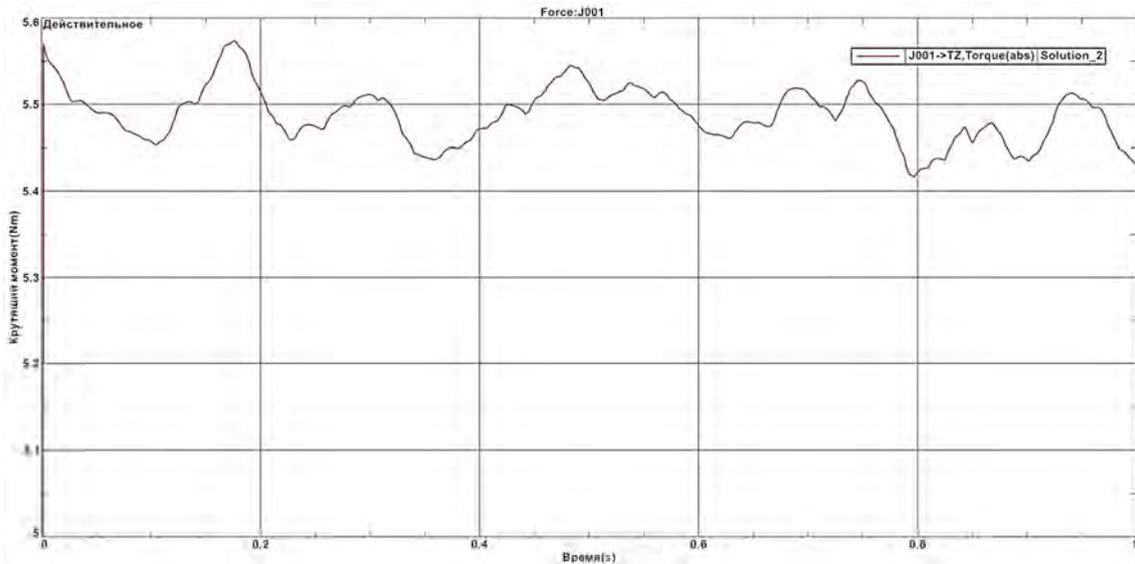


Рис. 6. Графики скорости скольжения и вращающего момента: а – график скорости скольжения; б – график вращающего момента на ведущем валу (без учета трения в опорах)

Для предложенной передачи разработана методика расчета сил, действующих в зацеплении. Проанализировано влияние геометрического скольжения в зацеплении на КПД передачи.

Получены результаты компьютерного моделирования, подтверждающие адекватность полученных математических зависимостей.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2024. – 457 с.
2. **Бакаев, Н. А.** Основы проектирования фрикционных передач / Н. А. Бакаев, О. Н. Волошина. – Ростов: Ростов. ун-т, 1985. – 176 с.

3. **Лустенков, М. Е.** Детали машин: учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с. : ил.

4. **Прудников, А. П.** Мультипликатор на базе планетарной зубчатой передачи типа К-Н-V / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – С. 95.

*Статья сдана в редакцию 5 февраля 2025 года*

Контакты:

prudnikovap85@gmail.com (Прудников Александр Петрович);

kсениатсыганова2701@gmail.com (Цыганова Ксения Александровна).

**A. P. PRUDNIKOV, K. A. TSYGANOVA**

## **SLIDING SCREW TRANSMISSION FOR CONVERTING ROTATIONAL MOTION PARAMETERS DUE TO FRICTION FORCES**

### **Abstract**

The article considers the development of sliding screw transmission for converting rotational motion parameters due to friction forces. The effect of geometric sliding in engagement on the efficiency of the transmission has been analyzed. A method has been developed to calculate the forces acting in the transmission. The results of computer modeling confirming the adequacy of the obtained mathematical dependencies have been received.

### **Keywords:**

screw transmission, efficiency, geometric sliding, engagement forces.

### **For citation:**

Prudnikov, A. P. Sliding screw transmission for converting rotational motion parameters due to friction forces / A. P. Prudnikov, K. A. Tsyganova // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2025. – № 2 (87). – P. 34–42.