

DOI: 10.24412/2077-8481-2026-2-45-53

УДК 621.822.6

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

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

ПРОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ ПЛОСКОЙ ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВАЛОВ

Аннотация

Проведен комплексный прочностной анализ плоской винтовой передачи для оценки её нагрузочной способности. Работа основана на классических инженерных методах расчёта напряжений. Для верификации полученных зависимостей и детального изучения напряжённо-деформированного состояния самого слабого звена – составного ролика – использован метод конечных элементов. Нагрузочные режимы передачи предварительно определены в САПР NX. Предложенный комплекс аналитических и численных методов служит основой для оптимизированного проектирования плоской винтовой передачи.

Ключевые слова:

плоская винтовая передача, составной ролик, контактные напряжения, метод конечных элементов.

Для цитирования:

Прудников, А. П. Прочностной анализ плоской винтовой передачи с параллельным расположением валов / А. П. Прудников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2026. – № 2 (91). – С. 45–53.

Введение

Современное машиностроение, особенно его высокотехнологичные секторы (робототехника, прецизионное оборудование), предъявляет все возрастающие требования к механическим передачам, используемым в приводах. Наряду с традиционными требованиями по надежности, энергоэффективности, нагрузочной способности и ресурсу на первый план выходят такие параметры, как минимальные массогабаритные показатели, высокая кинематическая точность, плавность хода и возможность работы в условиях ограниченного пространства. В этой связи особый интерес представляет плоская винтовая передача с параллельным расположением валов, которая является разновидностью передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения (составных роликов) [1]. Сохраняя преимущества этого класса передач (малые массогабаритные параметры, высокий КПД и нагрузочная способность), она обладает потенциалом для создания

компактных и энергоэффективных приводных решений с высоким передаточным отношением.

Актуальность данного исследования обусловлена необходимостью разработки обоснованной и верифицированной методики прочностного расчёта плоской винтовой передачи, что является критическим этапом её проектирования и оптимизации. Переход от исключительно аналитических расчетов к их валидации с помощью современных средств компьютерного инжиниринга (CAE) соответствует общему тренду цифрового проектирования и верификации узлов механических приводов высокого технического уровня. Исследование выполнено с использованием систем автоматизированного проектирования Siemens NX (для энергокинематического анализа) и ANSYS (для прочностного моделирования), что подчёркивает его соответствие современным стандартам цифрового инжиниринга.

Аналитический расчет основных видов напряжений

Работоспособность плоской винтовой передачи с параллельными осями главным образом определяется прочностью составного ролика как самого слабого звена. Прочность ролика определяется контактными напряжениями в зоне взаимодействия ролика с беговой дорожкой на шестерне, напряжениями смятия и среза, действующими на ось ролика.

Плоская винтовая передача может иметь два исполнения по способу установки составных роликов:

- 1) шестерня установлена с одной торцевой стороны колеса с составными роликами;
- 2) шестерни установлены с обеих

торцевых сторон колеса с составными роликами. При таком исполнении повышаются нагрузочная способность передачи, плавность работы, кинематическая точность, однако увеличиваются масса и осевые габариты передачи.

Также возможно два варианта конструкции составного ролика по месту установки подшипника качения:

- вариант I – составной ролик контактирует с беговой дорожкой на шестерне посредством подшипника качения, установленного на оси;
- вариант II – составной ролик контактирует с беговой дорожкой на шестерне посредством оси, установленной на подшипниках.

Указанные варианты исполнения приведены на рис. 1.

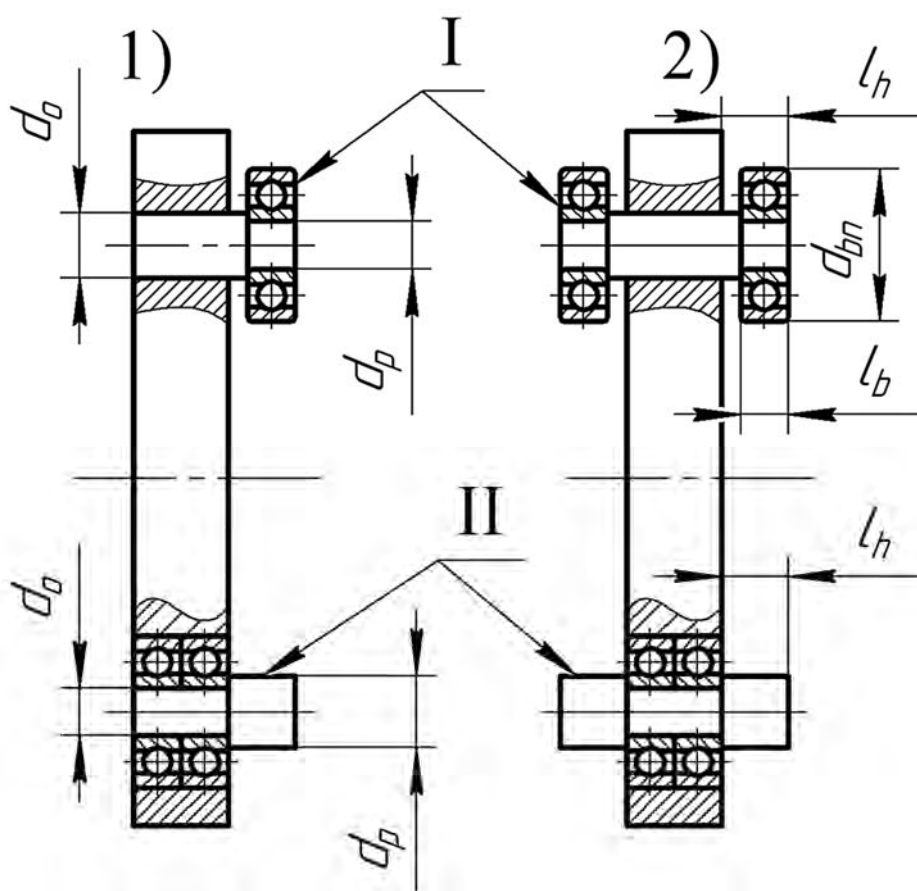


Рис. 1. Варианты исполнения плоской винтовой передачи и составного ролика

Из конструктивных и технологических соображений длина контакта оси составного ролика с беговой дорожкой будет меньше ширины колеса, на котором установлены составные ролики, поэтому наибольшие напряжения возникают в зоне контакта с беговой дорожкой.

Рассмотрим зависимости для расчета оси по напряжениям смятия и среза.

Расчет оси по напряжениям смятия [2, с. 38] выполняется по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_N}{l_b \cdot d_p}, \quad (1)$$

где F_N – сила, действующая со стороны беговой дорожки шестерни, Н; l_b – длина линии контакта пальца составного ролика с беговой дорожкой на шестерне, м; d_p – диаметр оси составного ролика (см. рис. 1), м.

Расчет оси по напряжениям среза [2, с. 37]:

$$\tau_{ср} = \frac{4F_N}{\pi d_{\min}^2}, \quad (2)$$

где d_{\min} – минимальный диаметр оси составного ролика (в месте установки подшипника для исполнений I и II на рис. 1), м.

Расчет оси по напряжениям изгиба:

$$\sigma_u = \frac{F_N \cdot l_h}{0,1 \cdot d_o^3}, \quad (3)$$

где l_h – длина части составного ролика, выступающей из колеса (см. рис. 1), м; d_o – диаметр оси составного ролика (см. рис. 1), м.

Контактные напряжения, возникающие при взаимодействии элементов составного ролика с внутренней и наружной стенками беговой дорожки, определяются по формулам, полученным на базе зависимостей [3, с. 531] для контакта цилиндров (детали выполнены из стали):

$$\sigma_{H_{vn}} = 0,187 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{F_n \cdot (R_{1vn} + \frac{d_r}{2})}{h_r \cdot \frac{d_r}{2} \cdot R_{1vn}}}; \quad (4)$$

$$\sigma_{H_{nar}} = 0,187 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{F_n \cdot (R_{1nar} - \frac{d_r}{2})}{h_r \cdot \frac{d_r}{2} \cdot R_{1nar}}}, \quad (5)$$

где R_{1vn} – радиус кривизны внутренней стенки беговой дорожки, м; h_r – длина линии контакта элемента составного ролика с беговой дорожкой, м; d_r – диаметр элемента составного ролика, контактирующего с беговой дорожкой, м; R_{1nar} – радиус кривизны наружной стенки беговой дорожки, м.

Анализ приведенных зависимостей (1)–(5) позволяет сделать вывод, что с учетом геометрических параметров передачи возникающие контактные напряжения в разы превышают напряжения смятия, среза и изгиба, причем наибольшие контактные напряжения возникают при взаимодействии ролика с внутренней («выпуклой») стенкой беговой дорожки.

Подбор подшипника качения для составного ролика

Динамическая грузоподъемность для подбора подшипников качения определяется на базе методики, приведенной в [2, с. 357], по формуле

$$C = P_r \sqrt[3]{1,33 \cdot L}, \quad (6)$$

где P_r – эквивалентная динамическая нагрузка, Н; L – требуемый ресурс, млн оборотов.

Эквивалентная динамическая нагрузка определяется по формуле

$$P_r = V \cdot F_N \cdot i, \quad (7)$$

где V – коэффициент вращения (для варианта I на рис. 1: $V = 1,2$; для вариан-

та II на рис. 1: $V = 1$); i – коэффициент, учитывающий вариант исполнения по способу установки составных роликов и месту установки подшипника качения ($i = 0,5$ для случая, когда с составным роликом взаимодействует одна шестерня, а сам ролик базируется на двух подшипниках; $i = 1$ для остальных рассматриваемых случаев).

Ресурс подшипника определяется по формуле

$$L = \frac{L_h \cdot n_b \cdot 60}{10^6}, \quad (8)$$

где L_h – требуемый ресурс передачи, ч; n_b – частота вращения кольца подшипника качения, мин^{-1} (для варианта I на рис. 1 – наружного кольца, для варианта II на рис. 1 – внутреннего кольца).

Частота вращения кольца подшипника качения определяется следующим образом:

$$n_b = \frac{n_1 \cdot R_{1b}}{r_r \cdot \cos \alpha}, \quad (9)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, мин^{-1} ; R_{1b} – расстояние от оси вращения шестерни до точки контакта составного ролика с беговой дорожкой, м; r_r – радиус составного ролика в месте его контакта с беговой дорожкой, м; α – угол подъема винтовой линии, являющейся образующей для беговой дорожки, рад.

Частота вращения кольца подшипника качения при взаимодействии составного ролика с беговой дорожкой будет изменяться от минимального до максимального значения пропорционально расстоянию R_{1b} . С учетом того, что в процессе перемещения составного ролика по беговой дорожке с увеличением расстояния R_{1b} сила F_N будет снижаться, а частота вращения n_b увеличиваться, подбор подшипника целесообразно выполнять по параметрам на середине длины беговой дорожки.

Верификация расчетных зависимостей и анализ картины распределения напряжений

Для оценки адекватности приведенных зависимостей выполним анализ напряженно-деформированного состояния составного ролика методом конечных элементов в САПР ANSYS [4]. Моделирование выполним для плоской винтовой передачи, имеющей исполнение I и вариант конструкции составного ролика II (см. рис. 1), со следующими параметрами:

– число периодов винтовой линии: $Z_1 = 1$;

– число составных роликов на колесе: $Z_2 = 10$;

– минимальное расстояние от оси вращения шестерни до начала винтовой линии (ось вращения шестерни находится снаружи окружности колеса, на которой расположены оси составных роликов): $a = 15$ мм;

– радиус окружности на шестерне, на которой заканчивается винтовая линия: $R_1 = 53$ мм;

– радиус окружности, на которой расположены оси составных роликов на колесе: $R_2 = 75$ мм;

– диаметр оси составного ролика, контактирующей с беговой дорожкой и подшипником (колесом): $d_r = 8$ мм; $d_o = 10$ мм;

– длина линии контакта ролика с беговой дорожкой и подшипником (колесом): $h_r = 8,5$ мм; $h_p = 10$ мм;

– радиус кривизны внутренней и наружной стенок беговой дорожки: $R_{1vn} = 23$ мм; $R_{1nar} = 31$ мм.

Вращающий момент на шестерне зададим равным 1 Н·м.

Рассмотрим при этом случай, когда в зацеплении с шестерней находится только один составной ролик.

Силы, действующие на составной ролик со стороны беговой дорожки, определим моделированием работы передачи в САПР NX. На рис. 2 приведен полученный график силы.

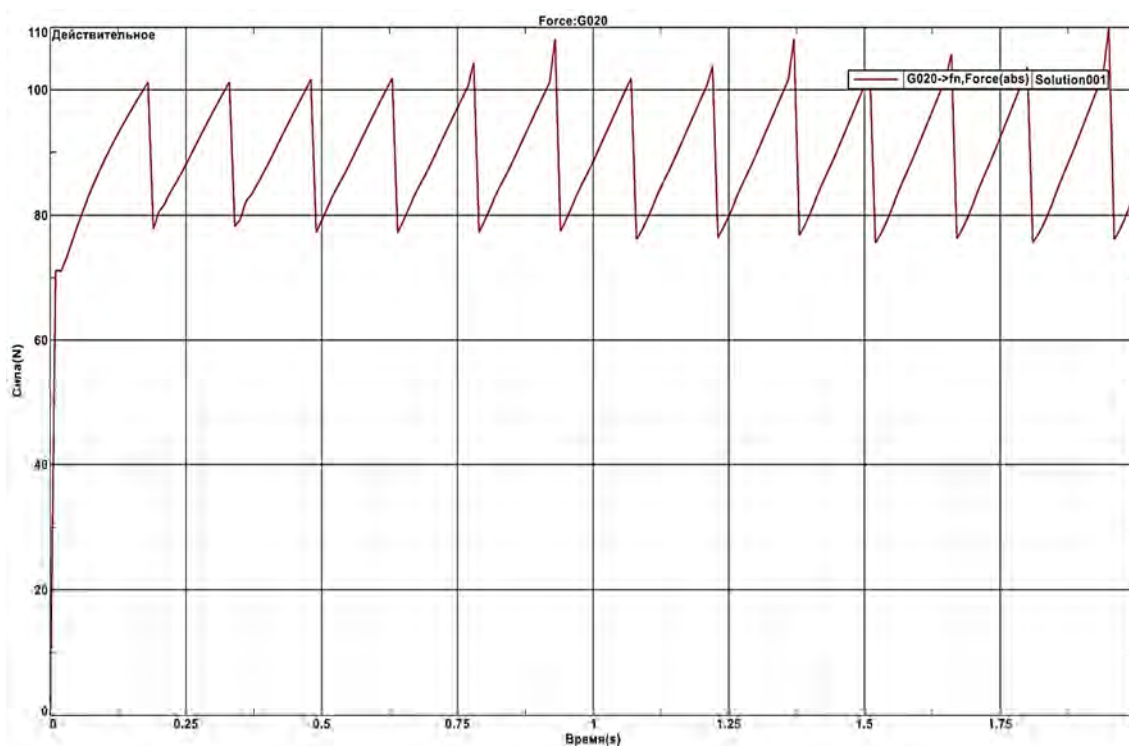


Рис. 2. График силы, действующей на составной ролик со стороны беговой дорожки

На рис. 3 и 4 приведены ограничения, накладываемые при моделировании, эпюры контактных напряжений, а также величина реакции в месте фиксации ролика (сила, действующая на ролик со стороны беговой дорожки).

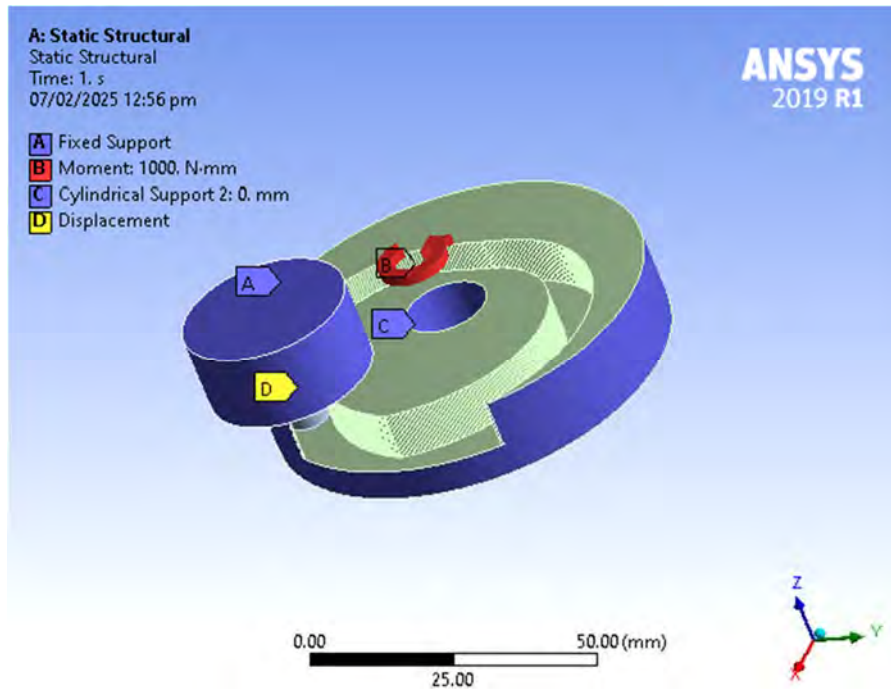
Описание расчетной модели: тип элементов – тетраэдрические элементы второго порядка; размер конечных элементов для тел – 2 мм, размер конечных элементов для поверхностей в зоне контакта – 0,3 мм; свойства материала деталей: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$; тип контакта – без отрыва; трение в зоне контакта – не учитывалось.

Расхождение между значениями силы, действующей на составной ролик со стороны беговой дорожки, полученной в результате моделирования работы передачи в NX, и анализа прочности в ANSYS составило 5,5 %.

Расхождение между аналитическим значением контактных напряжений, возникающих при взаимодействии элементов составного ролика с внутренней и наружной стенками беговой дорожки, и максимальными напряжениями на эпюре, полученной методом конечных элементов для рассматриваемого случая, составило: 3,9 % – для внутренней стенки беговой дорожки; 0,2 % – для наружной стенки беговой дорожки. Проведенная верификация показала удовлетворительную сходимость результатов конечно-элементного анализа с данными, рассчитанными по аналитическим формулам.

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод, что нагрузочная способность передачи определяется контактными напряжениями при взаимодействии ролика с беговой дорожкой.

а)



б)

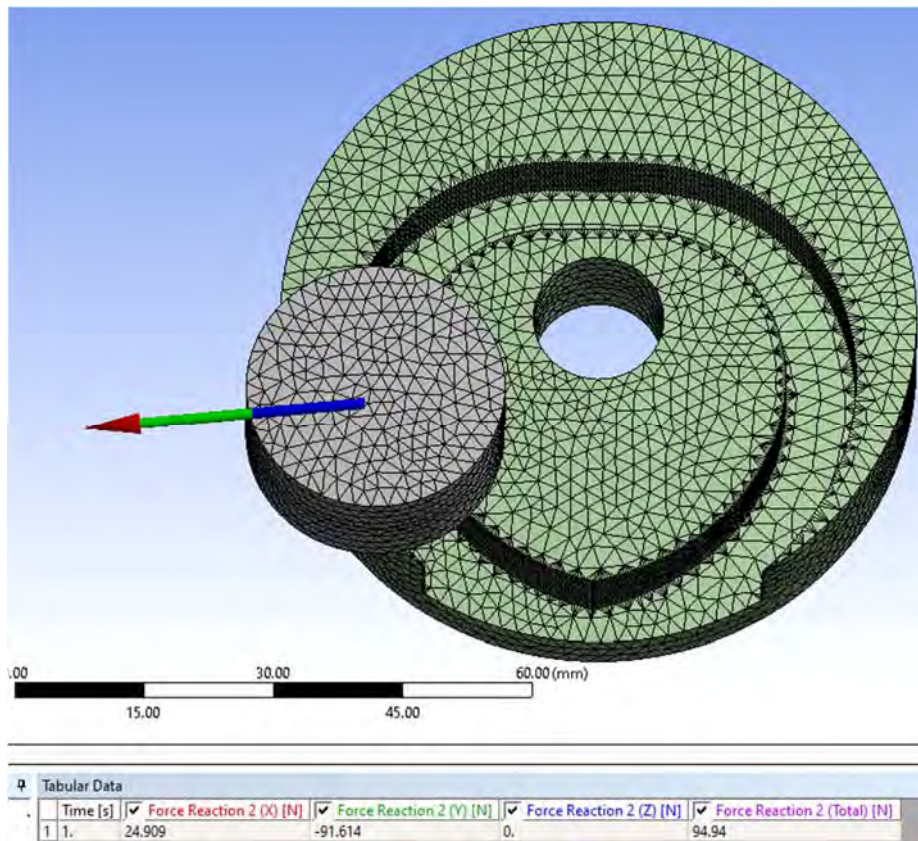
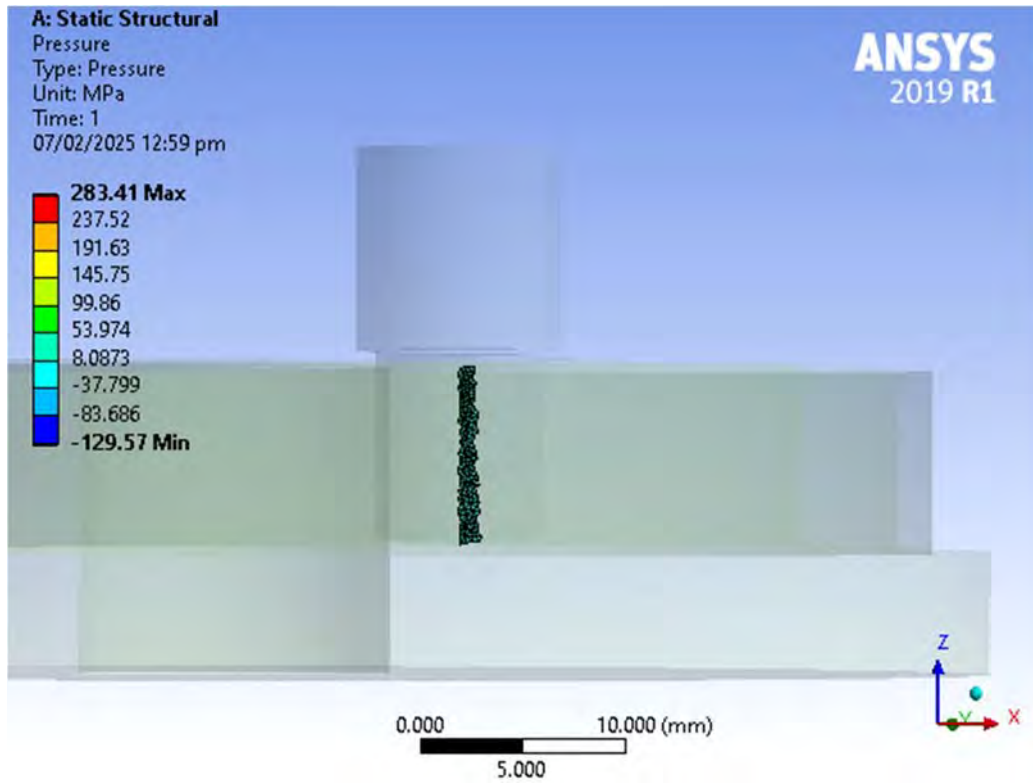


Рис. 3. Ограничения, накладываемые при моделировании: а – граничные условия; б – реакция в месте фиксации ролика

а)



б)

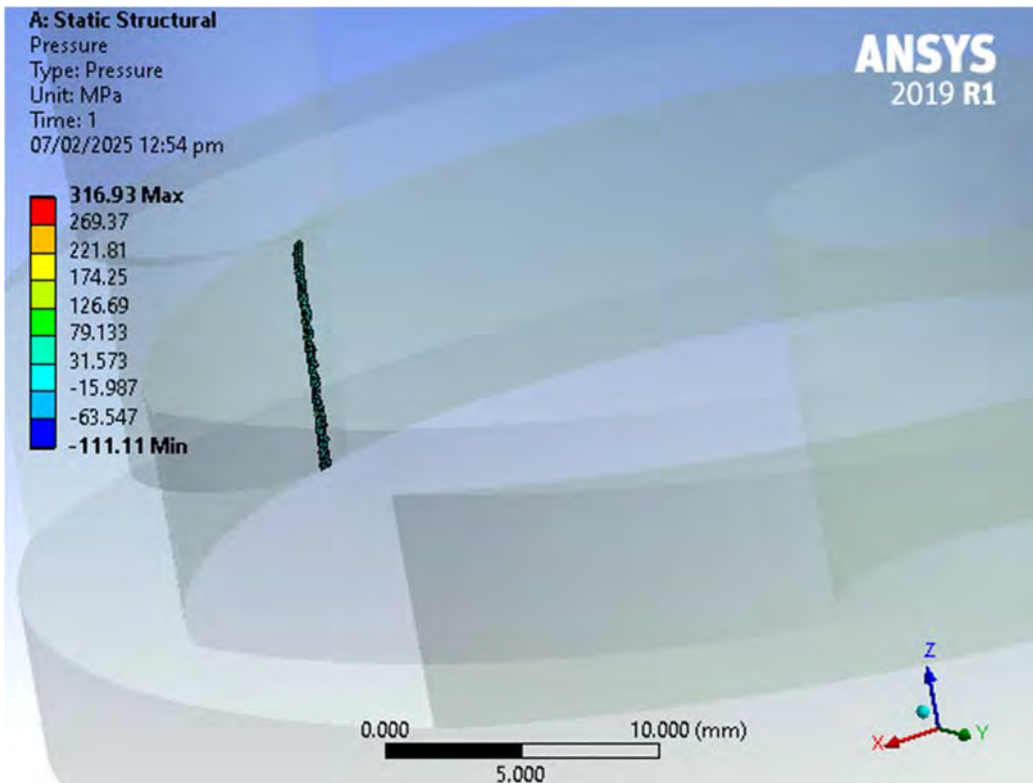


Рис. 4. Напряженно-деформированное состояние составного ролика: а – эпора контактных напряжений при взаимодействии ролика с наружной стенкой беговой дорожки; б – эпора контактных напряжений при взаимодействии ролика с внутренней стенкой беговой дорожки

Снижение указанных напряжений за счет увеличения длины линии контакта нецелесообразно, т. к. при этом возрастает консольная нагрузка на ролик. Следовательно, снижение контактных напряжений возможно за счет повышения коэффициента перекрытия передачи (увеличения числа роликов, передающих нагрузку) и увеличения диаметра цилиндрической поверхности ролика, взаимодействующей с беговой дорожкой.

Выводы

Проведенный в работе комплексный прочностной анализ плоской винтовой передачи с параллельными осями валов позволил получить следующие основные результаты и заключения.

1. Установлен лимитирующий фактор работоспособности передачи. На основе сравнительного анализа различных видов напряжений, возникающих в наиболее нагруженном элементе – составном ролике, установлено, что определяющим критерием его прочности и, следовательно, нагрузочной способности всей передачи являются контактные напряжения в зоне взаимодействия ролика с беговой винтовой дорожкой. Напряжения смятия и среза в местах установки ролика имеют на порядок меньшую величину и не являются критическими.

2. Получены и верифицированы ключевые расчетные зависимости. Разработаны и систематизированы аналитические формулы для определения контактных напряжений при взаимодействии цилиндрического ролика с внутренней («выпуклой») и наружной («вогнутой») стенками криволинейной беговой дорожки. Адекватность и точность этих зависимостей подтверждена методом конечных элементов в САЕ-системе ANSYS. Результаты компьютерного моделирования пока-

зали хорошее соответствие с аналитическим расчетом, что позволяет рекомендовать полученные формулы для инженерной практики.

3. Выявлена зона максимальной опасности. Установлено, что наибольшие контактные напряжения возникают при контакте ролика с внутренней («выпуклой») стенкой беговой дорожки. Этот вывод имеет важное значение для контроля качества изготовления данной поверхности.

4. Предложена и обоснована методика подбора подшипников качения для составного ролика по динамической грузоподъемности, учитывающая переменный характер силового и кинематического режимов его работы (изменение силы и частоты вращения вдоль беговой дорожки). Рекомендовано выполнять подбор по параметрам, усредненным для середины длины беговой дорожки.

5. Сформулированы направления оптимизации. На основании анализа результатов установлена нецелесообразность снижения контактных напряжений за счет простого увеличения длины линии контакта, т. к. это приводит к росту неблагоприятной консольной нагрузки.

Эффективными путями повышения нагрузочной способности передачи являются:

– увеличение коэффициента перекрытия (количества роликов, одновременно передающих нагрузку);

– увеличение диаметра рабочей поверхности ролика, контактирующей с беговой дорожкой.

Таким образом, работа представляет собой законченное исследование, в котором классические методы инженерного расчета успешно интегрированы с современными средствами цифровой верификации (САЕ). Полученные результаты формируют надежную методическую основу для проектирования, оптимизации и оценки ресурса плоских винтовых передач высокого технического уровня.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прудников, А. П. Винтовые передачи с фиксированными промежуточными телами качения / А. П. Прудников // Актуальные вопросы машиноведения : сб. тр. – Мн. : ОИМ НАН Беларуси, 2024. – Вып. 13. – С. 213–216.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2024. – 457 с.
3. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с. : ил.
4. Прудников, А. П. Прочностной и тепловой анализ планетарной торовой винтовой передачи / А. П. Прудников // Машиностроение : Респ. межведомств. сб. науч. тр. – Мн. : БНТУ, 2024. – Вып. 35. – С. 233–239.

Статья сдана в редакцию 24 февраля 2026 года

Контакты:

prudnikovar85@gmail.com (Прудников Александр Петрович).

A. P. PRUDNIKOV

STRENGTH ANALYSIS OF A FLAT SCREW DRIVE WITH PARALLEL SHAFT ARRANGEMENT

Abstract

A comprehensive strength analysis of a flat screw drive was performed to evaluate its load-bearing capacity. The research is based on the classical engineering methods for calculating crushing, shearing and contact stresses. Finite element method was used to verify the obtained relationships and to conduct a detailed study of the stress-strain state of the weakest link – a compound roller. The drive kinematics and load conditions were pre-determined in NX CAD. The proposed set of analytical and numerical methods serves as the basis for the optimized flat screw drive design.

Keywords:

flat screw drive, compound roller, contact stresses, finite element method.

For citation:

Prudnikov, A. P. Strength analysis of a flat screw drive with parallel shaft arrangement / A. P. Prudnikov // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2026. – № 2 (91). – P. 45–53.