

## Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.423.1: 621.713.2

doi: 10.30987/2782-5957-2024-2-31-39

### ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОСАДКИ С НАТЯГОМ ШЕСТЕРНИ НА ВАЛ ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОВОЗА

Александр Петрович Буйносов<sup>1</sup>, Александр Тахирович Шарапов<sup>2✉</sup>, Егор Андреевич Долгих<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup> Уральский государственный университет путей сообщения, Екатеринбург, Россия

<sup>1</sup> ABuinosov@usurt.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7622-3118>

<sup>2</sup> ASharapov@usurt.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0967-9713>

<sup>3</sup> eadolgikh66@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0001-6467-0324>

#### Аннотация

Одна из причин невынужденных задержек поездов, встречающаяся при эксплуатации грузовых электровозов серии 2ЭС6 – это сползания, срезы шестерен с конусных хвостовиков валов тяговых электродвигателей. Ситуация усугубляется при возникновении механических дефектов объектов соединения после прессовки. Решение проблемы невозможно без совершенствования технологии посадки. Для имитации посадки с натягом была разработана конечно-элементная модель «вал-шестерня». Выполнен статический анализ в модуле *Simulation* среды *Solidworks*, включающий в себя

анализ напряженно-деформированного состояния и определение запаса прочности объектов по нескольким критериям разрушения. Представлены теоретические положения в области конических соединений, в частности, условия несдвигаемости и прочности соединения. По результатам имитационного моделирования скорректирован диапазон значений диаметрального натяга, при котором обеспечивается благоприятный запас прочности шестерни.

**Ключевые слова:** электровоз, тяговый двигатель, вал, шестерня, посадка, моделирование.

Ссылка для цитирования:

Буйносов А.П. Имитационное моделирование посадки с натягом шестерни на вал тягового двигателя электровоза / А.П. Буйносов, А.Т. Шарапов, Е.А. Долгих // Транспортное машиностроение. – 2024. – №2. – С.31-39. doi: 10.30987/2782-5957-2024-2-31-39.

Original article

Open Access Article

### SIMULATION OF GEAR INTERFERENCE FIT ON THE SHAFT OF AN ELECTRIC LOCOMOTIVE TRACTION ENGINE

Aleksandr Petrovich Buynosov<sup>1</sup>, Aleksandr Takhirovich Sharapov<sup>2✉</sup>, Egor Andreevich Dolgikh<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup> Ural State University of Railway Transport, Yekaterinburg, Russia

<sup>1</sup> ABuinosov@usurt.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7622-3118>

<sup>2</sup> ASharapov@usurt.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0967-9713>

<sup>3</sup> eadolgikh66@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0001-6467-0324>

#### Abstract

One of the reasons for unforced train delays happen during the operation of 2ЭС6 freight electric locomotives is sliding down, gear cuts from the cone shanks of heavy electric motor shafts. The situation

becomes worse when mechanical defects occur in the joints after pressing. Solving the problem is impossible without improving the fit technology. To simulate an interference fit, a finite element shaft-gear model is

developed. A static analysis is performed in Simulation module of Solidworks, which includes an analysis of the stress-strain state and determination of the safety margin of objects according to several destruction criteria. Theoretical positions in conical joints are presented, in particular, the conditions of non-moving and

strength of the joint. Based on simulation results, the range of diametrical interference values is adjusted, which ensures a favorable margin of gear safety.

**Keywords:** electric locomotive, traction motor, shaft, gear, fit, simulation.

*Reference for citing:*

*Buyosov AP, Sharapov AT, Dolgikh EA. Simulation of gear interference fit on the shaft of an electric locomotive traction engine. Transport Engineering. 2024;2:31-39. doi: 10.30987/2782-5957-2024-2-31-39.*

## Введение

Грузовые электровозы 2ЭС6 – самые массовые электровозы постоянного тока, на сегодняшний день их выпущено более 1300 единиц. Своими конструктивными особенностями они во многом обязаны электровозу предшественнику ВЛ11.

Статистика, приведенная в работах [1, 2], свидетельствует о том, что сползание малых шестерен с вала тягового электродвигателя (ТЭД) для электровозов ВЛ11 носит постоянный характер (15 случаев сползания и 1 срыв за последние 2 года). Подобные случаи характерны и для электровозов 2ЭС6, только с меньшей частотой (5 случаев сползания и 4 среза с вала ТЭД за последние 2 года). Все это подтверждает факт несовершенства технологии посадки малого зубчатого колеса

(МЗК) на конусный хвостовик вала ТЭД электровоза.

Сползания, срывы, срезы шестерен с валов ТЭД электровозов приводят к критическим последствиям: нарушение зацепления и возникновение механических дефектов зубчатых колес, повреждение конусного хвостовика вала ТЭД, разрушение элементов моторно-якорных подшипников [3]. Соединение с натягом полуразъемное, поэтому допускается спрессовка шестерни с вала ТЭД, но это зачастую это также приводит к частичному разрушению контактирующих поверхностей. Рассматриваемая проблема актуальна и ей посвящены труды многих ученых из различных отраслей машиностроения [4–7].

## Материалы, модели, анализ и методы

С целью имитации посадки с натягом была выполнена модель «вал-шестерня». Для корректного моделирования детализированная модель заменена упрощенной (рис. 1), в которой исключены фаски,

скругления, отверстия. Масса объектов была скорректирована вручную ( $m_{\text{МЗК}} = 34,6$  кг,  $m_{\text{вала}} = 167$  кг) и соответствует реальным объектам.

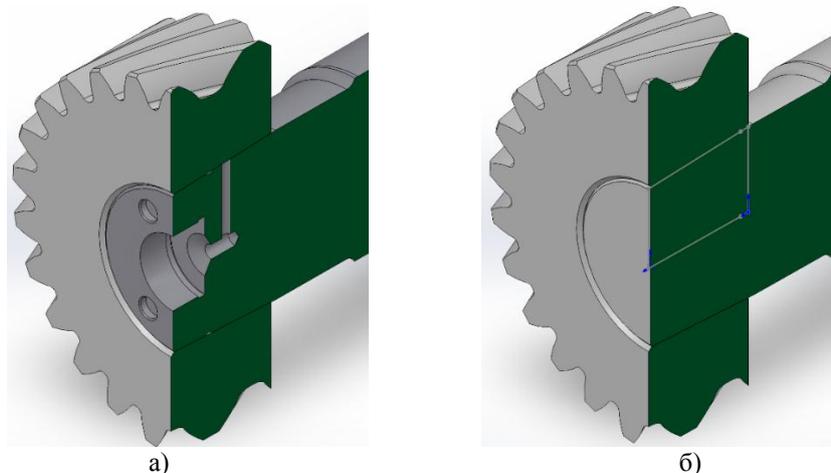


Рис. 1. Сборка из моделей шестерни и вала якоря тягового электродвигателя: а - детализированная модель; б - упрощенная модель «вал-шестерня»

Fig. 1. Assembly from models of gear and armature shaft of a traction motor  
a - detailed model; b - simplified "shaft-gear" model

Посадочное отверстие шестерни полностью перекрывает поверхность вала. Первоначально диаметр 137,54 мм (МЗК) «накладывается» на диаметр 137,54 мм (вал двигателя) через условие сопряжения – центр профилей («на холодную» до упора), затем посредством горячей посадки МЗК протягивается с обеспечением осевого натяга 3,2–3,6 мм [8] (при моделировании значения будут варьироваться). Расстояние от наружного торца МЗК до наружного торца модели вала до посадки составляет 4,8 мм, после 1,6 мм, т.е. величина осевого натяга 3,2 мм.

При статическом анализе линейной упругой изотропной модели «вал-шестерня» в модуле *Simulation* среды *Solidworks* приняты следующие граничные условия:

- материал вала сталь 40Х, шестерни 20Х2Н4А, свойства которых заданы в соответствии с ГОСТ 4543-2016 и соответствуют реальным объектам;
- тип взаимодействия тел «Свободно»;
- тип локального взаимодействия – «Горячая посадка» с коэффициентом трения поверхностей 0,18, учитывающим шероховатость поверхностей;
- конечно-элементная (КЭ) сетка высокого качества состоит из параболических тетраэдральных элементов.

КЭ модель «вал-шестерня» грузового электровоза 2ЭС6 приведена на рис. 2.

Анализ напряженно-деформированного состояния объекта выполнен в модуле *Simulation* в последова-

тельности: создание конечноэлементной модели, определение перемещений, деформаций и напряжений. Первоначально выполнена КЭ модель и задан набор ограничений и нагрузок, после чего программа статического анализа составляет, решает систему линейных уравнений равновесия конечных элементов для вычисления составляющих перемещения в каждом узле и определяет составляющие деформации. На последнем этапе программа, используя результаты расчета деформации и отношение напряжение-деформация, вычисляет напряжения [9, 10].

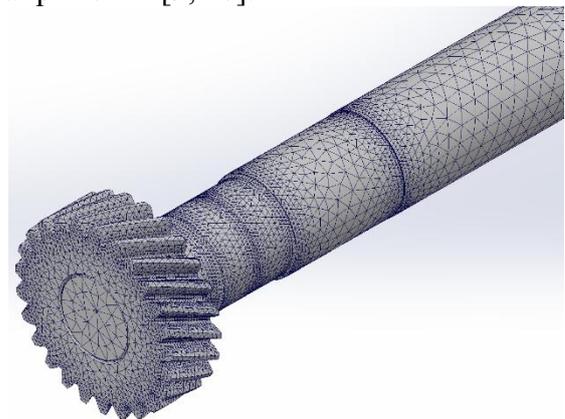


Рис. 2. Конечно-элементная модель «вал-шестерня»  
Fig. 2. Finite element model "shaft-gear"

Визуальное представление результатов статического исследования по определению напряжений и перемещений при значении осевого натяга 3,2 мм представлено на рис. 3, 4. С помощью инструмента «зондирование» определены средние значения радиального давления при контакте и перемещения вала и шестерни.

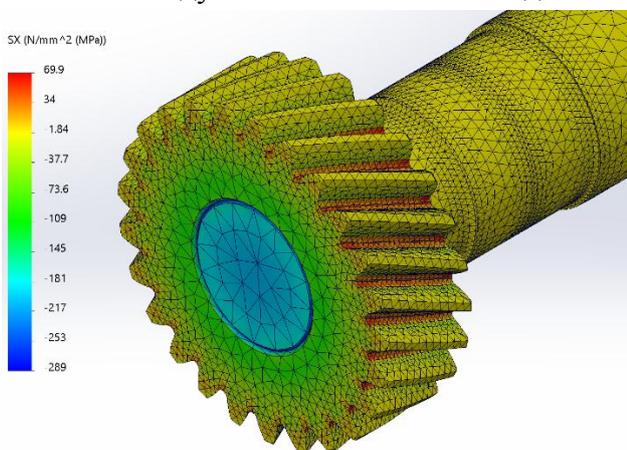


Рис. 3. Статическое исследование по определению напряжений  
Fig.3. Static study to determine stresses

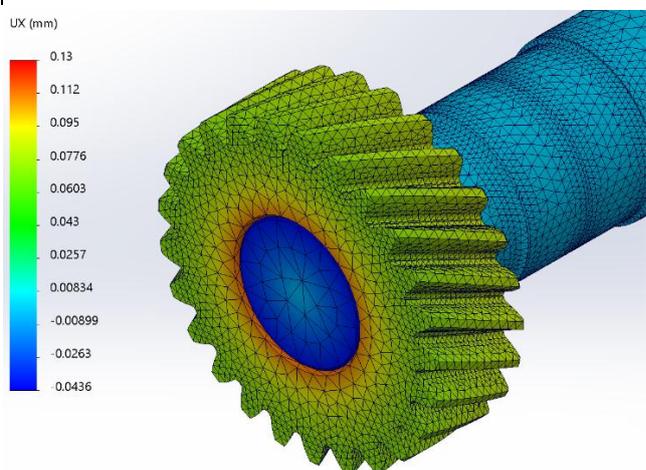


Рис. 4. Статическое исследование по определению перемещений  
Fig. 4. Static study to determine displacements

## Результаты

Результаты «зондирования» при иных числовых значениях натяга приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты исследования посадки с вариацией значений натяга

Table 1

*The results of the study of planting with a variation in the values of tension*

Параметр	Числовое значение				
Величина осевого натяга, мм	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6
Величина диаметрального натяга, мм	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36
Радиус вала $r_b$ , мм	68,93	69,935	68,94	68,945	68,95
Внутренний радиус шестерни $r_{ш}$ , мм	68,77				
Радиальное перемещение ( $UX$ ) шестерни $S_{ш}$ , мм	0,122	0,126	0,130	0,133	0,137
Радиальное перемещение ( $UX$ ) вала $S_b$ , мм (отрицательные значения)	0,0342	0,0352	0,0363	0,0374	0,0385
Радиальное давление натяга ( $SX$ ), полученное в <i>Simulation</i> , МПа (отрицательные значения)	179	185	191	197	202

Аналитическим путем выполнена верификация значений радиального давления при посадке с натягом, полученных при моделировании, по формуле

$$-p = \frac{\delta}{D_B(C_d/E_1 + C_D/E_2)}, \quad (1)$$

где  $\delta$  – величина диаметрального натяга;  $D_B$  – диаметр вала тягового электродвигателя;  $C_d$  и  $C_D$  – коэффициенты Ламе;  $E_{1,2}$  – модуль упругости материалов (шестерни и вала соответственно).

$$C_d = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_d, \quad (2)$$

$$C_D = \frac{1 + (D/d_2)^2}{1 - (D/d_2)^2} + \mu_D, \quad (3)$$

где  $d_{1,2}$  – внутренний диаметр вала и диаметр впадин шестерни соответственно;  $D, d$  – номинальный диаметр соединения;  $\mu_d, \mu_D$  – коэффициент Пуассона (для стали принятый 0,3).

Отклонение значений радиального давления натяга, полученных в модуле *Simulation*, в сравнении со значениями, полученными при аналитическом расчете, не превышает 3%, следовательно, результаты имитационного моделирования адекватны.

Соединение нагружено вращающим моментом, осевая сила на полушеврах отсутствует, поэтому условие несдвигаемости имеет вид

$$T \leq \frac{\pi d l p f}{K} + \frac{d}{2000}, \quad (4)$$

$$\text{или} \\ p \geq \frac{2TK}{\pi d^2 l f} = p_0, \quad (5)$$

где  $d$  – диаметр соединения, мм (в формуле 4) и  $m$  (в формуле 5);  $l$  – длина сопряжения, мм;  $p$  – давление на посадочной поверхности (радиальное давление натяга), МПа;  $f$  – коэффициент трения;  $K$  – коэффициент запаса сцепления;  $T$  – максимальный вращающий момент, Н·м;  $p_0$  – максимально допустимое значение давления (при котором нет упругих относительных перемещений деталей при контакте после приложения к ним нагрузки), МПа.

Так как наибольшие напряжения возникают на внутренней поверхности детали с отверстием, то условие прочности примет вид

$$\frac{2p_0}{1 - (d/d_2)^2} \leq \sigma_T, \quad (6)$$

где  $d_2$  – диаметр впадин зубчатого колеса, мм;  $\sigma_T$  – предел текучести шестерни.

Условие несдвигаемости выполняется, а условие прочности при величинах диаметрального натяга 0,32–0,36 мм либо соблюдается с минимальным запасом, либо вовсе нет.

Для получения точных значений запаса прочности выполнено компьютерное

моделирование в среде *Solidworks*. При определении запаса прочности вала и шестерни выбраны критерии разрушения: максимальное напряжение по Мизесу и максимальное нормальное напряжение (выбран в исследовании [3] и используется для анализа хрупких материалов) с верхним предельным значением запаса прочности 10 единиц.

Критерий разрушения прогнозирует повреждение материала и оценивает прочность модели. Объекты соединения «вал-шестерня» изготовлены из пластичных материалов, для них в модуле *Simulation* предусмотрены 2 критерия разрушения:

максимальное напряжение по Мизесу и максимальное напряжение сдвига. Был выбран первый, как более точный.

Результаты анализа прочности по критерию максимальное нормальное напряжение приведены с целью сравнения полученных значений, т.к. в зависимости от условий эксплуатации (температуры, нагрузок и т.п.) материал может менять свои свойства.

На рисунках 5, 6 для примера показано распределение запаса прочности исследуемых объектов при величине осевого натяга численно равной 3,2 мм (значение диаметрального натяга 0,32 мм).

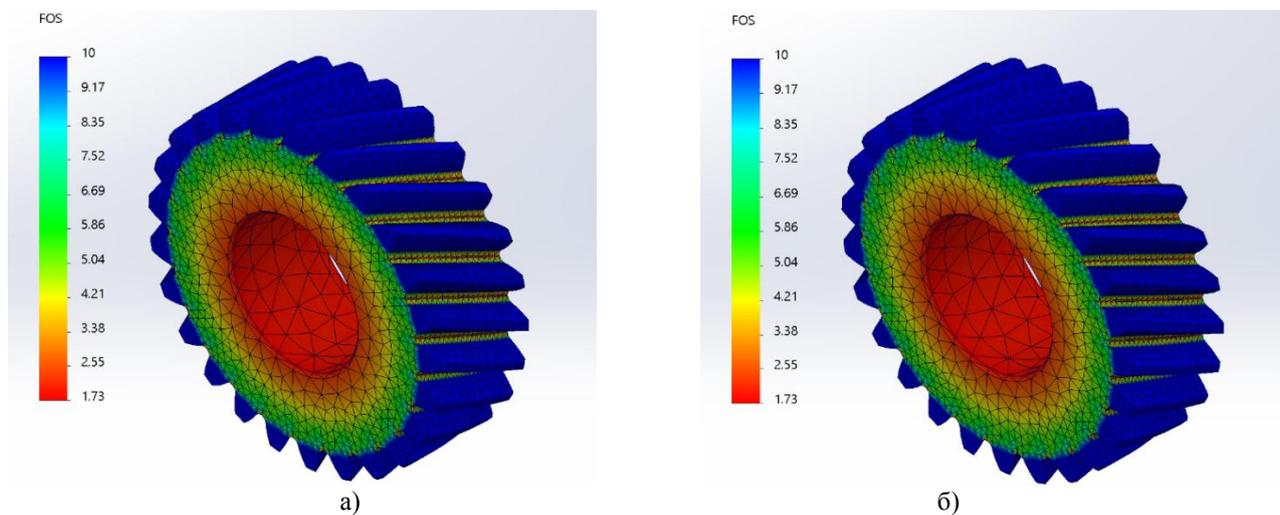


Рис. 5. Распределение коэффициента запаса прочности шестерни:  
 а - критерий максимальное нормальное напряжение; б - критерий максимальное напряжение по Мизесу  
*Fig. 5. Gear safety factor distribution:  
 a - the criterion of maximum normal stress; b - the criterion of maximum stress according to Mises*

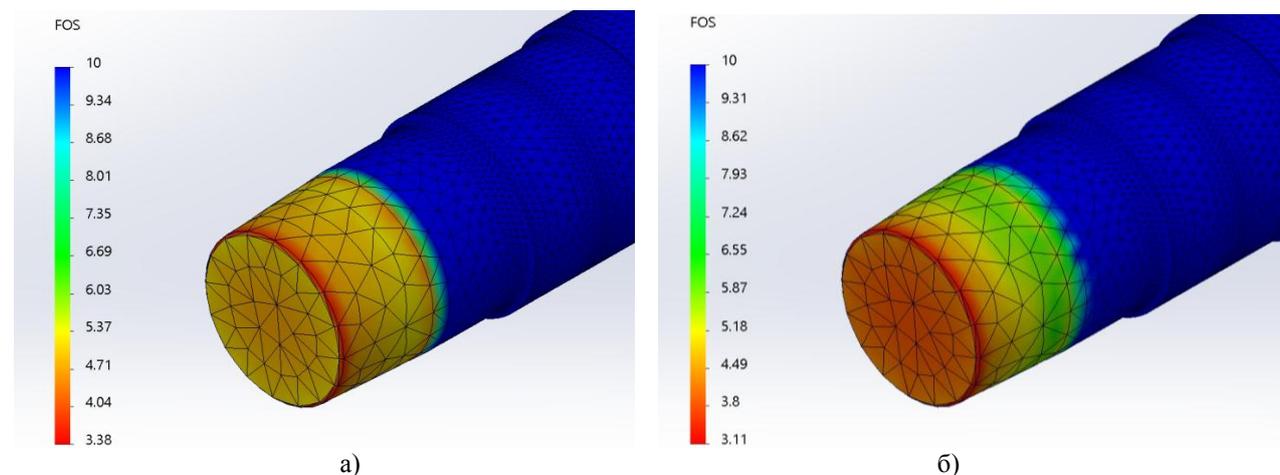


Рис. 6. Распределение коэффициента запаса прочности вала:  
 а - критерий максимальное нормальное напряжение; б - критерий максимальное напряжение по Мизесу  
*Fig. 6. Shaft safety factor distribution  
 a - the criterion of maximum normal stress; b - the criterion of maximum stress according to Mises*

Значения минимального запаса прочности для вала и шестерни при иных величинах натяга с шагом 0,1 мм представлены в табл. 2.

Минимальные значения коэффициента запаса прочности лежат в диапазоне от 1,5 до 3. Запас прочности шестерни, при вариации значений осевого натяга и установлении критерия разрушения макси-

мальное напряжение по Мизесу менее двух (без учета дополнительных воздействий от верхнего строения пути), наряду с высокими значениями радиального перемещения шестерни и давления натяга, что подтверждает факт частых сползаний шестерен с конусного хвостовика вала и механических повреждениях при запрессовке.

Таблица 2

Результаты прочностного анализа

Table 2

The results of the strength analysis

Величина осевого натяга, мм	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6
Величина диаметрального натяга, мм	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36
Минимальный запас прочности вала якоря (сталь 40X) критерий максимальное нормальное напряжение	3,38	3,29	3,23	3,16	3,10
Минимальный запас прочности вала якоря (сталь 40X) критерий максимальное напряжение по Мизесу	3,11	3,03	2,97	2,91	2,85
Минимальный запас прочности шестерни (сталь 20X2H4A) критерий максимальное нормальное напряжение	2,81	2,68	2,51	2,46	2,34
Минимальный запас прочности шестерни (сталь 20X2H4A) критерий максимальное напряжение по Мизесу	1,73	1,67	1,62	1,57	1,52

Уменьшение значения диаметрального натяга позволит увеличить коэффициент запаса прочности и уменьшить радиальное перемещение шестерни. Необходимо исследовать диапазон, при котором будут обеспечены достаточные значения коэффициента запаса прочности (более 2) при посадке шестерни на вал.

Была неоднократно изменена модель шестерни, для обеспечения значений натяга в диапазоне от 0,26 до 0,28 мм, как раз-

ности диаметров вала и посадочного отверстия шестерни до посадки.

Выполнен анализ напряженно-деформированного состояния, прочностной анализ по критерию разрушения максимальное напряжение по Мизесу объектов соединения «вал-шестерня» при численном значении диаметрального натяга 0,26...0,28 мм. Результаты моделирования при значении диаметрального натяга 0,26 мм представлены на рис. 7,8.

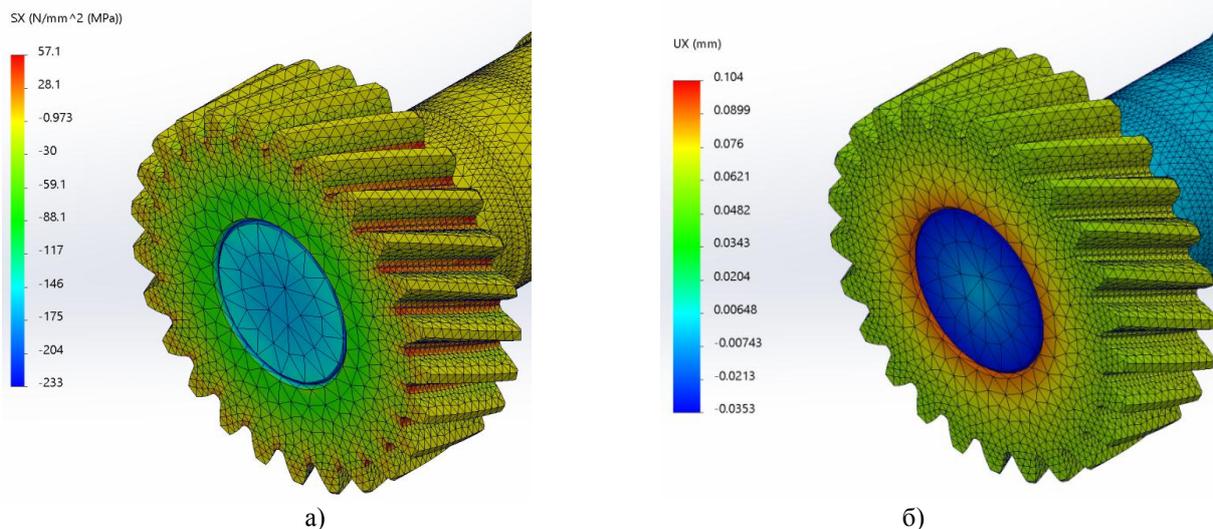


Рис. 7. Результаты анализа напряженно-деформированного состояния:

а - распределение радиального давления натяга; б - распределение радиальных перемещений

Fig. 7. Results of stress-strain state analysis:

a - distribution of radial tension pressure; b - distribution of radial displacements

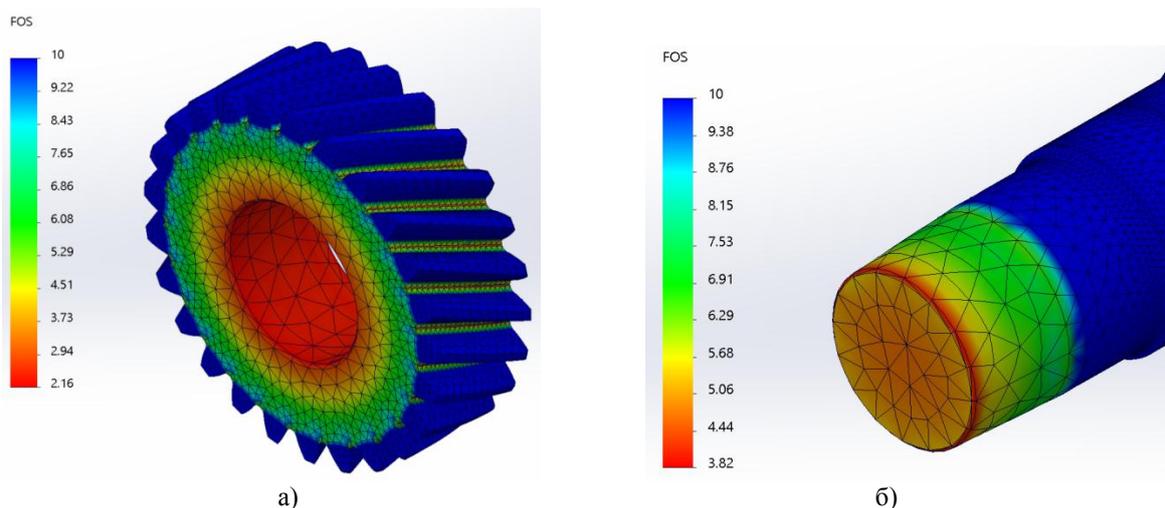


Рис. 8. Результаты прочностного анализа:  
 а – распределение запаса прочности шестерни по Мизесу;  
 б - распределение запаса прочности вала по Мизесу

*Fig. 8. Strength analysis results*  
*a – the distribution of the safety margin of the gear according to the Mises;*  
*b - the distribution of the safety margin of the shaft according to the Mises*

В табл. 3 обобщены и приведены остальные результаты исследования.

Таблица 3

Результаты обобщенных исследований

Table 3

*The results of generalized studies*

Величина осевого натяга, мм	3,2		
Величина диаметального натяга, мм	0,26	0,27	0,28
Радиус вала $r_v$ , мм	68,93		
Внутренний радиус шестерни $r_{ш}$ , мм	68,800	68,795	68,790
Радиальное перемещение ( $UX$ ) шестерни $S_{ш}$ , мм	0,0986	0,102	0,106
Радиальное перемещение ( $UX$ ) вала $S_v$ , мм (отрицательные значения)	0,027	0,029	0,0301
Радиальное давление натяга ( $SX$ ), полученное в <i>Simulation</i> , МПа (отрицательные значения)	144	150	156
Минимальный запас прочности вала якоря (сталь 40X) критерий максимальное нормальное напряжение	4,19	4,00	3,85
Минимальный запас прочности вала якоря (сталь 40X) критерий максимальное напряжение по Мизесу	3,82	3,69	3,56
Минимальный запас прочности шестерни (сталь 20X2H4A) критерий максимальное нормальное напряжение	3,36	3,29	3,24
Минимальный запас прочности шестерни (сталь 20X2H4A) критерий максимальное напряжение по Мизесу	2,16	2,08	1,98

**Заключение**

Таким образом, полученные результаты подтверждают, что при численных значениях диаметального натяга 0,26...0,28 мм обеспечивается необходимый запас прочности шестерни при посадке на конусный хвостовик вала ТЭД электроваза 2ЭС6. Уменьшилось радиальное перемещение шестерни и радиальное дав-

ление натяга. Вышеописанные рекомендации, исходящие из результатов имитационного моделирования, исключают частые сползания и связанные с этим возникновение механических дефектов зубчатых колес, повреждения конусного хвостовика вала ТЭД.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Определение допустимых значений натяга при посадке шестерни на вал двигателя электровоза 2ЭС6 / А. П. Буйносов, А. Т. Шарапов, Е. В. Федоров, М. С. Чепижко // Вестник транспорта Поволжья. – 2022. – № 6(96). – С. 7-13.
2. Чеботарев, Е. А. Повышение надежности тяговой зубчатой передачи грузовых электровозов / Е. А. Чеботарев, П. В. Губарев, Д. В. Глазунов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 8. С. 379-383.
3. Давыдов, Ю. А. Исследование посадки с натягом шестерни на вал якоря тягового электродвигателя / Ю. А. Давыдов, О. О. Мухин, В. В. Заболотный // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. 2022. № 3(32). С. 34-41.
4. Курносов, Н. Е. Аспекты обеспечения герметичности посадок с натягом в сложных условиях эксплуатации изделий / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, Ю. Ю. Накашидзе // Транспортное машиностроение. 2022. № 7(7). С. 24-33. DOI 10.30987/2782-5957-2022-7-24-33.
5. Курносов, Н. Е. Конструктивно-технологическое обеспечение герметичности посадок с натягом / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, Ю. Ю. Накашидзе // Вестник машиностроения. – 2023. – № 3. – С. 187-191. – DOI 10.36652/0042-4633-2023-102-3-187-191.
6. Леонов, О. А. Расчет допуска посадки с натягом по модели параметрического отказа / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова // Вестник машиностроения. – 2019. – № 4. – С. 23-26.
7. Леонов, О. А. Расчет посадок с натягом при комбинированном нагружении / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова // Вестник машиностроения. – 2021. – № 3. – С. 25-28. – DOI 10.36652/0042-2021-3-25-28.
8. Электровоз грузовой 2ЭС6. Руководство по эксплуатации. Часть 6. Механическое оборудование и системы вентиляции. Введ. 26.02.2010. Екатеринбург : ОАО «УЗЖМ», 2010. – 97 с.
9. Справка по Solidworks [Электронный ресурс] // – URL: [https://help.solidworks.com/2024/russian/SolidWorks/sldworks/r\\_welcome\\_sw\\_online\\_help.html](https://help.solidworks.com/2024/russian/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.html) (дата обращения 15.11.2023).
10. Алямовский, А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. Москва : ДМК-Пресс. 2019. 566 с.

## REFERENCES

1. Buynosov AP, Sharapov AT, Fedorov EV, Chepizhko MS. Determination of permissible values of interference when fitting a gear on 2ЭС6 electric locomotive shaft. Vestnik Transporta Povolzhya. 2022;6(96):7-13.
2. Chebotarev EA, Gubarev PV, Glazunov DV. Improving the reliability of traction gear transmission of freight electric locomotives. Sbornik V Mashinostroenii, Priborostroenii. 2017;8:379-383.
3. Davydov YuA, Mukhin OO, Zabolotny VV. Study of gear interference fit on the armature shaft of a traction electric motor. Transport of the Asia-Pacific Region Scientific Journal. 2022;3(32):34-41.
4. Kurnosov NE, Tarnopolsky AV, Nakashidze YuYu. Aspects of ensuring tightness of interference fits in difficult operating conditions of products. Transport Engineering. 2022;7(7):24-33. DOI 10.30987/2782-5957-2022-7-24-33.
5. Kurnosov NE, Tarnopolsky AV, Nakashidze YuYu. Constructive and manufacturing provision of tightness of interference fits. Vestnik Mashinostroeniya. 2023;3:187-191. DOI 10.36652/0042-4633-2023-102-3-187-191.
6. Leonov OA, Shkaruba NZh, Vergazova YuG. Calculation of interference fit tolerance according to the parametric failure model. Vestnik Mashinostroeniya. 2019;4:23-26.
7. Leonov OA, Shkaruba NZh, Vergazova YuG. Calculation of interference fits under combined loading. Vestnik Mashinostroeniya. 2021;3:25-28. – DOI 10.36652/0042-2021-3-25-28.
8. 2ЭС6 freight electric locomotive: user manual. Part 6. Mechanical equipment and ventilation systems. Yekaterinburg: JSC UZZHM; 2010.
9. Help on Solidworks [Internet]. [cited 2023 Nov 15]. Available from: [https://help.solidworks.com/2024/russian/SolidWorks/sldworks/r\\_welcome\\_sw\\_online\\_help.html](https://help.solidworks.com/2024/russian/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.html).
10. Alyamovsky AA. Engineering calculations in SolidWorks Simulation. Moscow: DMK-Press; 2019.

## Информация об авторах:

**Буйносов Александр Петрович** - профессор, доктор технических наук, профессор кафедры «Электрическая тяга» УрГУПС, тел. (343) 221-24-70.

**Buynosov Aleksandr Petrovich** - Professor, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of

**Шарапов Александр Тахирович** - ассистент кафедры «Электрическая тяга» УрГУПС, тел. +79676370498.

**Долгих Егор Андреевич** – студент группы ПСт-410 ЭМФ УрГУПС, тел. +79530468546.

Electric Traction at Ural State University of Railway Transport; phone: (343) 221-24-70.

**Sharapov Aleksandr Takhirovich** - Assistant Professor of the Department of Electric Traction at Ural State University of Railway Transport; phone: +79676370498.

**Dolgikh Egor Andreevich** - Student of Ural State University of Railway Transport; phone: +79530468546.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.**  
**Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**  
**The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.**  
**Article published in Open Access mode.**

**Статья поступила в редакцию 28.11.2023; одобрена после рецензирования 23.01.2024; принята к публикации 26.01.2024. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».**

**The article was submitted to the editorial office on 28.11.2023; approved after review on 23.01.2024; accepted for publication on 26.01.2024. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.**