



Silesian University of Technology

Faculty of Transport

CONFERENCE MATERIALS

I International Scientific Conference

TRANSPORT PROBLEMS · 2009

UNDER THE HONORARY PATRONAGE
THE SILESIA GOVERNOR
AND MAYOR OF KATOWICE CITY

Media Patronage:

Transport Problems International Scientific Journal

ISSN 1896-0596, The Silesian University of Technology,
Faculty of Transport

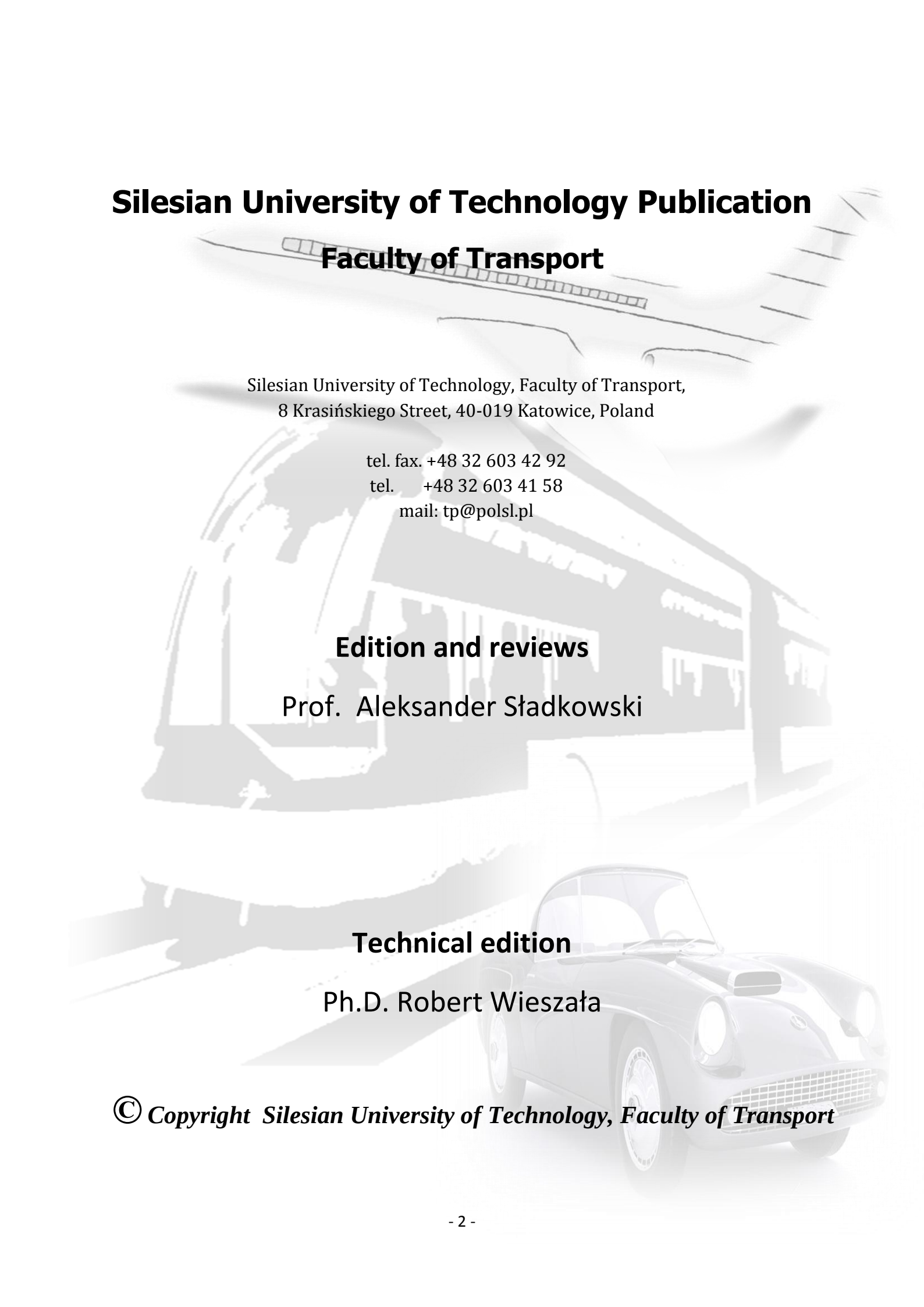
Transport
Problems



INFRASTRUKTURA

etransport.pl





Silesian University of Technology Publication

Faculty of Transport

Silesian University of Technology, Faculty of Transport,
8 Krasińskiego Street, 40-019 Katowice, Poland

tel. fax. +48 32 603 42 92

tel. +48 32 603 41 58

mail: tp@polsl.pl

Edition and reviews

Prof. Aleksander Śladkowski

Technical edition

Ph.D. Robert Wieszła

© *Copyright Silesian University of Technology, Faculty of Transport*

36. DETERMINATION OF VEHICLES TRAVEL TIME IN AGGLOMERATIONS ON GPS BASED TESTS	
<i>Bogna MRÓWCZYŃSKA, Piotr NOWAKOWSKI.....</i>	<i>277</i>
37. AUTOMATION OF CLASSIFICATION WORK PLANNING AT RAIL MODE	
<i>Grigoriy NECHAEV, Gennagiy KOROP, Maxim SLOBODYANYUK.....</i>	<i>283</i>
38. REDUCTION CARBON SOOT PARTICLES EMISSION AND OPERATIONAL PROBLEMS	
<i>Sławomir OLSZOWSKI, Tomasz CHOJNACKI.....</i>	<i>287</i>
39. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА «АРМ ОРГАНИЗАТОРА ПЕРЕВОЗКИ ОПАСНЫХ ГРУЗОВ»	
<i>Aleksej PAHNO, Irina ENGLEZI.....</i>	<i>293</i>
40. LOGISTICS OF FLOWING PROCESSES INTERACTION IN THE TRANSPORT-FREIGHT COMPLEXES OF ENTERPRISES	
<i>Vladimir PARUNAKJAN, Ekaterina SIZOVA.....</i>	<i>298</i>
41. METHODS OF FORECASTING OF STABLE HEAT REGIME OF METAL POLYMERIC BRUSHES OF BEARING OF GLIDING OPERATING ON NEWTON LUBRICANT	
<i>Irina PAVLOVA, Lyubov VERNYAEVA, Nataliya VASSEL.....</i>	<i>303</i>
42. THEORETICAL PRECONDITIONS AND TECHNICAL SUBSTANTIATION FOR MECHANICAL COMPRESSED AIR DRYING METHOD APPLICATION ON THE RAILWAY TRANSPORT	
<i>Tatiana RIPOL'-SARAGOSI, Leonid RIPOL'-SARAGOSI</i>	<i>309</i>
43. АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ УЗЛА ПОЛОГО ВАЛА ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА ОБУСЛОВЛЕННОГО СОЕДИНЕНИЯМИ ДЕТАЛЕЙ	
<i>Aleksander ŚLADKOWSKI, Michał KANSY.....</i>	<i>312</i>
44. MODEL OF INFORMATIONAL SYSTEM FOR FREIGHT INSURANCE AUTOMATION BASED ON DIGITAL SIGNATURE	
<i>Maxim E. SLOBODYANYUK.....</i>	<i>321</i>
45. NETWORK SAFETY IN COMPLEX RAIL CONTROL SYSTEM	
<i>Szymon SURMA.....</i>	<i>328</i>
46. DOSTOSOWANIE SYSTEMU ERTMS DO WSPÓŁPRACY Z SYSTEMAMI NARODOWYMI SHP I RADIOSTOP	
<i>Andrzej TORUŃ.....</i>	<i>335</i>
47. LOADING AND DAMAGEABILITY OF WHEELS AND RAILS	
<i>George TUMANISHVILI, Merab CHELIDZE, Victor ZVIADURI.....</i>	<i>340</i>
48. ANALYSIS OF TECHNICAL MEANS USED IN EU FOR TRAINING OF RAILWAY TRANSPORT EMPLOYEES	
<i>Gediminas VAIČIŪNAS, Victoria Vladimirovna ZHYZHKO.....</i>	<i>348</i>

Aleksander ŚLADKOWSKI*, Michał KANSY
Silesian University of Technology, Faculty of Transport
Krasińskiego St. 8, 40-019 Katowice, Poland
Corresponding author. E-mail: aleksander.sladkowski@polsl.pl

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ УЗЛА ПОЛОГО ВАЛА ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА ОБУСЛОВЛЕННОГО СОЕДИНЕНИЯМИ ДЕТАЛЕЙ

Аннотация. В статье рассмотрен расчет напряженного состояния деталей, входящих в узел полого вала тягового привода локомотивов, обусловленных их прессовым соединением. Расчет выполнен с использованием метода конечных элементов. Проанализировано влияние отклонений при выполнении посадок на распределение напряжений в деталях. Определено, что в отдельных случаях могут появляться пластические деформации.

ANALIZA STANU NAPRĘŻEŃ ZESPOŁU WAŁU DRAŻONEGO PRZEKŁADNI NAPĘDOWEJ LOKOMOTYWY SPOWODOWANYCH POŁĄCZENIAMI ELEMENTÓW

Streszczenie. W artykule rozpatrzono obliczenie stanu naprężeń części należących do zespołu wału drażonego przekładni napędowej lokomotyw spowodowanych ich połączeniem wciskowym. Obliczenia wykonano z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Przeanalizowany wpływ odchyłek przy wykonaniu połączeń na rozkład naprężeń z łączonych częściach. Wyznaczono, że w oddzielnych przypadkach mogą pojawiać się odkształcenia plastyczne.

1. ВВЕДЕНИЕ

Тяговый привод локомотивов является одним из наиболее нагруженных узлов современных локомотивов. В странах бывшего СССР существует классификация тяговых приводов локомотивов [1], согласно которой выделяются 3 класса тяговых приводов:

- класс I – с опорно-осевыми двигателями и редукторами;
- класс II – с опорно-рамными двигателями и опорно-осевыми редукторами;
- класс III – с опорно-рамными двигателями и редукторами.

Эта классификация рядом авторов считается устаревшей и неполной. Предлагаются более совершенные способы классификации [2]. Тем не менее, общепринятой остается указанная выше. Если использовать эту классификацию, то с позиции динамики подвижного состава, и в частности, локомотива, наиболее совершенными по динамическим характеристикам являются приводы, относящиеся к третьему классу. К сожалению, для электроподвижного состава в странах бывшего СССР указанные конструктивные схемы приводов практически не применяются.

В ряде конструкций электровозов, которые производились в Польше (EU06/07, EP07/08/09, ET22, ET41) и используются в настоящее время, было использовано конструктивное решение

фирмы Alsthom, которое позволяет отнести указанные тяговые приводы к третьему классу. На рис. 1 представлено устройство тягового привода конструкции Alsthom. Согласно этой конструктивной схеме тяговый момент от двигателя, который не показан на чертеже с шестерни 1 передается на зубчатое колесо 2. Данное колесо насажено при помощи прессового соединения на полый вал 3, который не взаимодействует непосредственно с колесной парой. С двух сторон полого вала укреплены фланцы. При этом левый фланец 4 насажен непосредственно на полый вал 3, а правый фланец 5 насажен на ступицу зубчатого колеса 2. В каждый из фланцев вставлено по два стальных пальца 6. При помощи резино-металлического соединения 7 и тяг 8 (показаны на рис. 2) пальцы 6 соединены с крестовинами 9. Последние элементы привода лучше видны на снимке частично разобранной колесной пары (рис. 2). В свою очередь крестовина тягами 10 (рис. 2) соединяется с пальцами 11, которые вставлены в диски колесных центров 12.

Колесная пара, используемая для польских локомотивов, состоит из сплошной оси 13, на которую насаживаются колеса. Последние имеют составную конструкцию, состоящую из колесных центров 12 и напрессованных на них бандажей 14. От возможного осевого перемещения бандажей относительно колесных центров предохраняют стопорные кольца 15. На рис. 1 буксовые узлы не показаны.

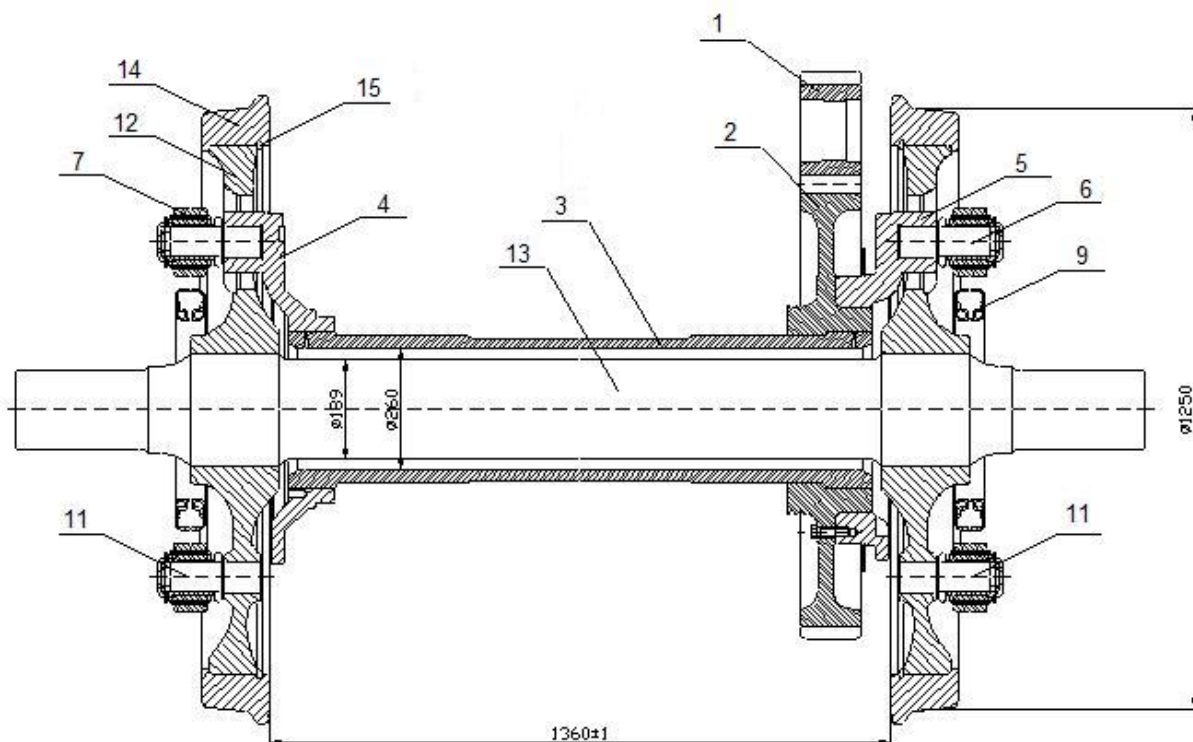


Рис. 1. Тяговый привод локомотива конструкции Alsthom
Rys. 1. Przekładnia napędowa lokomotywy konstrukcji Alsthom

Таким образом, соединение фланцев 4 и 5 с колесными центрами 12 посредством цепочки пальцы 6 – тяги 8 – крестовины 9 – тяги 10 – пальцы 11 представляют собою пространственные упругие муфты. При этом упругие свойства этих муфт реализуются за счет резиновых втулок, являющихся частью резинометаллических соединений 7.

Как видно из приведенного описания, одним из наиболее важных элементов данной конструкции привода является узел полого вала, который состоит из 4 деталей, соединенных при помощи прессовых соединений. В этот узел входят сам полый вал 3, зубчатое колесо 2, левый 4 и правый 5 фланцы. Очевидно, что указанный узел передает вращающий момент, который может иметь переменный динамический характер. Тем не менее, наибольшие напряжения в деталях данного узла обусловлены прессовыми посадками. В статье сделана попытка определить величину таких напряжений в деталях узла

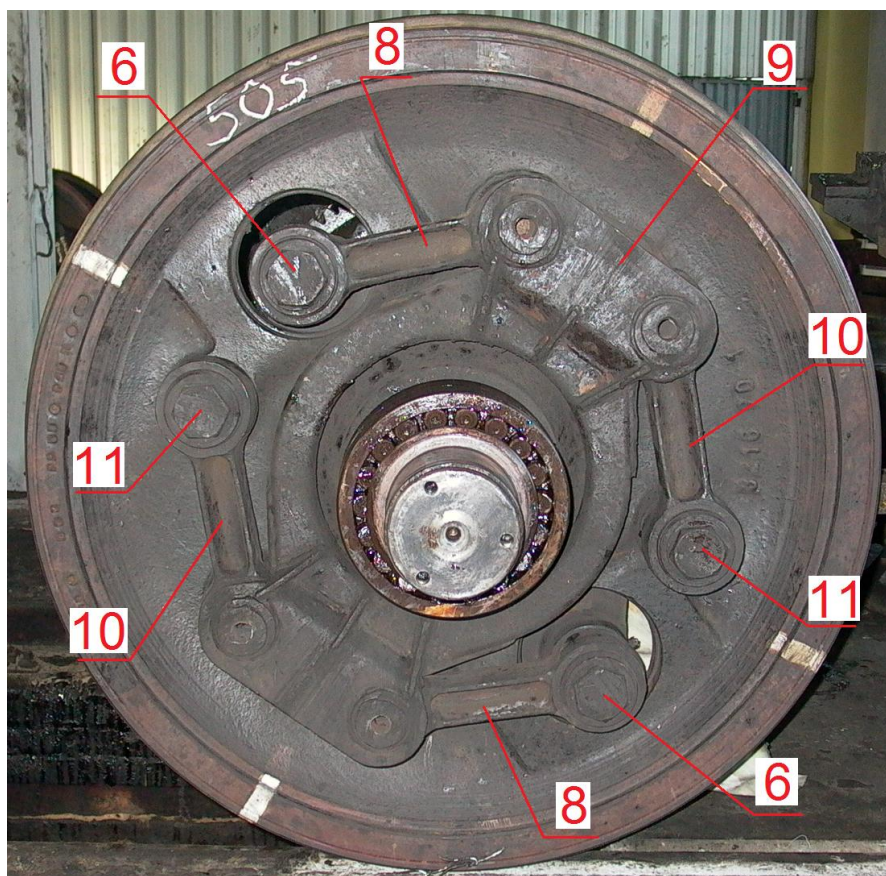


Рис. 2. Соединение полого вала с колесной парой
Rys. 2. Połączenie wała drążonego z zestawem kołowym

2. КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УЗЛА ПОЛОГО ВАЛА

Геометрическое моделирование отдельных деталей тягового привода электровоза ET22 было описано авторами в статье [3]. В качестве примера на рис. 3 показана геометрическая модель узла полого вала.

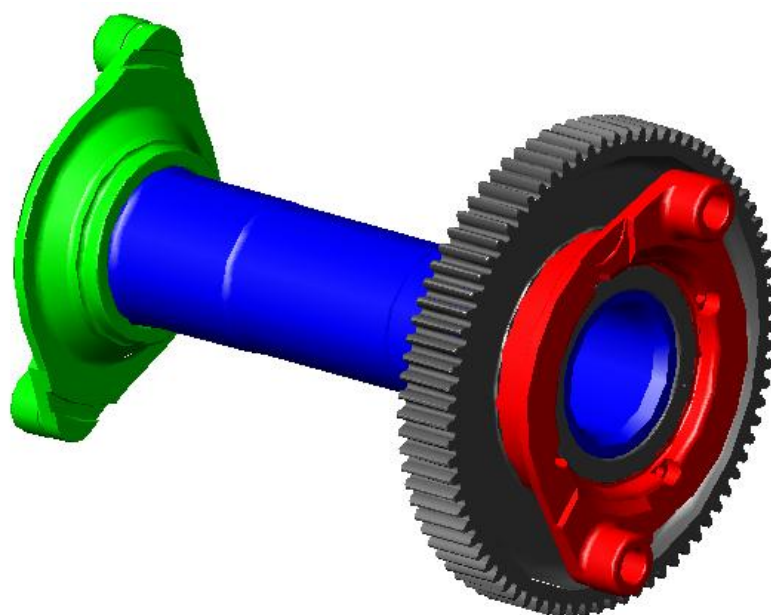


Рис. 3. Геометрическая модель узла полого вала
Rys. 3. Model geometryczny zespołu wału drążonego

Приведенная модель была выполнена в программе AutoCAD. В дальнейшем при переходе к конечно-элементной модели были приняты определенные упрощения, которые не оказывали существенного влияния на точность расчетов. Например, малые радиусы скругления считались нулевыми, зубчатый венец рассматривался без зубьев, и т.д. Указанные упрощения способствовали снижению возможной густоты КЭ сеток в отдельных несущественных для расчета местах.

Создание КЭ сетки выполнялось в полуавтоматическом режиме с использованием методик, описанных в монографии [4]. В качестве примера на рис. 4 показан процесс генерации КЭ сетки для полого вала. Первоначально создается геометрический контур радиального сечения вала (рис. 4а). Этот контур может быть создан в какой-либо из программ моделирования CAD, например, в AutoCAD, а затем импортирован в MSC.MARC. Возможно также создание профиля средствами геометрического моделирования непосредственно в MSC.MARC. Здесь следует остановиться на вопросе, почему был из множества программ КЭ моделирования выбран пакет MSC.MARC. Это обусловлено тем, что изначально указанный пакет предназначался для моделирования задач математической физики со смешанными нелинейными граничными условиями и сложными нелинейными свойствами материалов. Рассматриваемая задача имеет различные виды нелинейности, как связанные со свойствами материалов деталей, так и с их контактным взаимодействием.

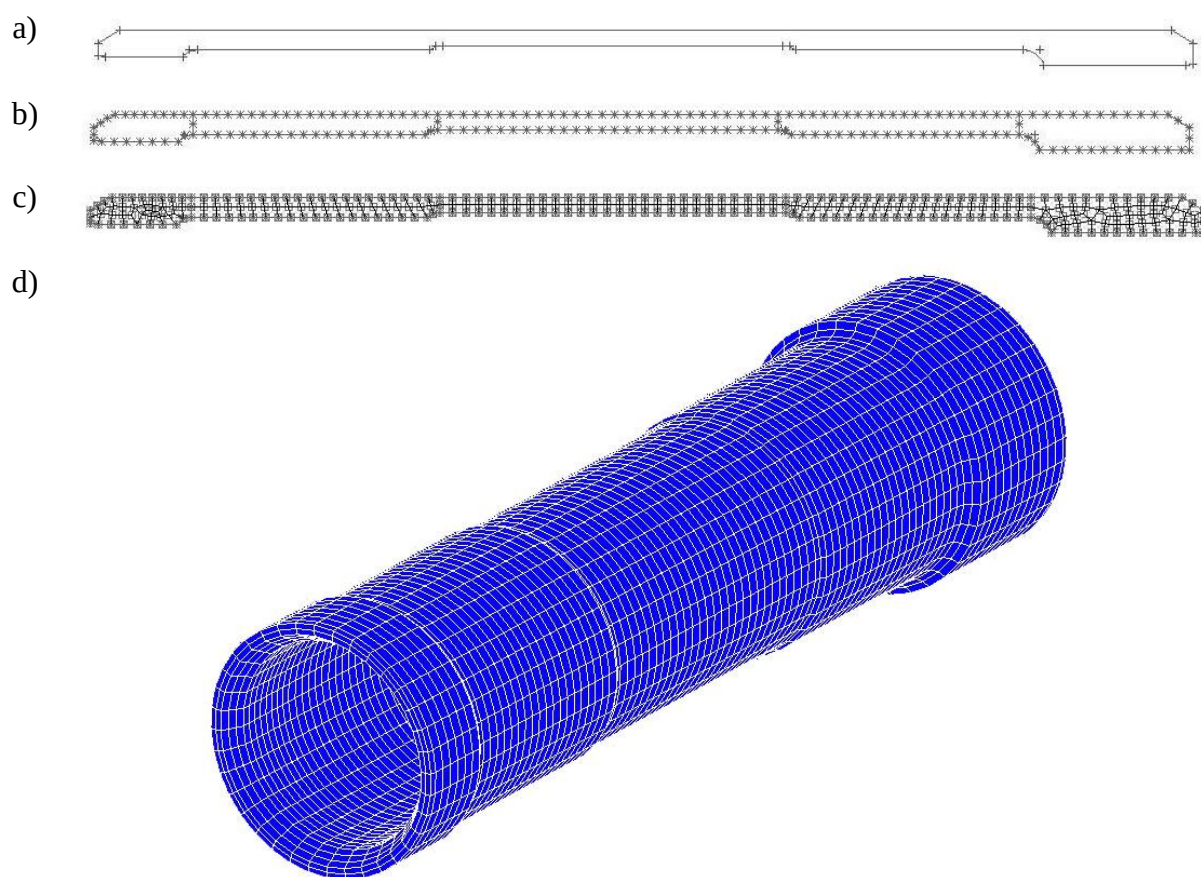


Рис. 4. Последовательность операций при генерации КЭ сетки полого вала
Rys. 4. Kolejność operacji przy generacji siatki MES dla wału drążonego

Затем рассматриваемая область делится на отдельные зоны, на границах которых генерируется прообраз КЭ сетки (рис. 4b). Это еще не узлы, но точки, в которых планируются узлы сетки. При такой генерации следует позаботиться о том, чтобы созданные далее КЭ сетки контактирующих деталей были таковыми, чтобы при последующем соединении сеток взаимодействующих деталей образовывались пары контактных узлов. Согласно такому подходу уменьшается погрешность расчета, обусловленная генерацией КЭ сеток.

На следующем этапе (рис. 4с) при помощи генератора сеток программы MSC.MARC создаются плоские КЭ сетки для отдельных зон рассматриваемого контура. Эта операция может повторяться многократно в связи с неудовлетворительным с точки зрения исследователя качеством созданной сетки. Качество сетки в данном случае определяется отсутствием вытянутых элементов (что повышает погрешность расчета) или отсутствием необоснованного сгущения сетки (что может существенно увеличивать количество степеней свободы). Если это так, то есть возможность возврата к предыдущему этапу генерации. В конце создания плоской сетки следует позаботиться еще о соединении узлов на границах отдельных зон в одну единую КЭ сетку всего поперечного сечения. Указанное объединение осуществляется при помощи операции объединения граничных узлов, относящихся к соседним зонам.

Четвертый этап (рис. 4d) представляет собой преобразование плоской КЭ сетки в пространственную при помощи операции «выдавливания» пространственных конечных элементов с оборотом соответствующих плоских элементов вокруг оси вращения рассматриваемой детали. При этом следует помнить, во-первых, о том, чтобы созданные КЭ сетки отдельных деталей имели в окружном направлении равное количество узлов, а во-вторых, о том, что при такой операции созданные КЭ сетки будут как бы разрезаны вдоль исходного радиального сечения. Их необходимо «склеить».

Описанные выше операции были выполнены для каждой детали, входящей в рассматриваемый узел. Отметим также, что в программе MSC.MARC для различного типа соединений деталей типа вал – отверстие их размеры задаются согласно номинальным размерам, т.е. без отклонений. При этом каждая деталь, представляющая собой набор конечных элементов, объявляется отдельным контактным телом. На рис. 5 представлены контактные тела, входящие в рассматриваемый узел.

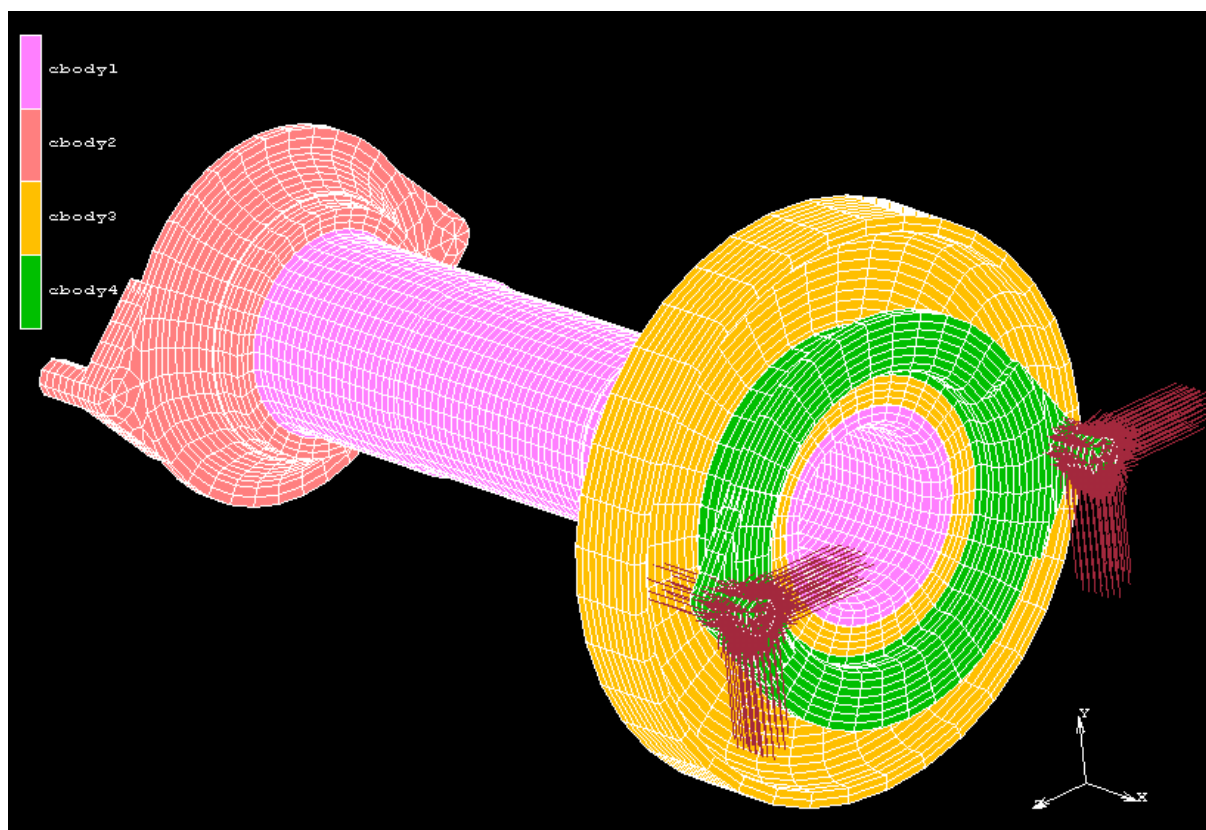


Рис. 5. Контактные тела, входящие в узел полого вала
Rys. 5. Ciała kontaktowe, które składają zespół wału drążonego

На приведенном рисунке первое контактное тело cbody1 – это непосредственно полый вал, который на рис. 1 соответствует позиции 3; второе контактное тело cbody2 – это левый фланец (поз. 4 на рис. 1); третье контактное тело cbody2 – это зубчатое колесо (поз. 2 на рис. 1); и

наконец, четвертое контактное тело sbody4 – это правый фланец (поз. 5 на рис. 1). Модели фланцев выполнены как единое целое со вставленными в них пальцами (поз. 6 на рис. 1). Для определенной части узлов пальцев задаются граничные условия, фиксирующие все три возможных перемещения, как это показано на рис. 5 для пальцев правого фланца. Аналогичные граничные условия задаются для узлов пальцев левого фланца.

Наиболее существенными являются граничные условия, определяющие условия контакта взаимодействующих деталей. Указанные условия являются наиболее существенными для данной задачи, поскольку именно они определяют условия нагружения рассматриваемого узла. В различных статьях авторов использовались разные способы задания условий контактного взаимодействия. Например, в статьях [5, 6], где рассматривалось формирование колесных пар, для задания граничных условий при формировании колесных пар использовались специальные граничные условия, представляющие собой уравнения, связывающие осевые и радиальные перемещения парных узлов в контактной зоне. Указанная методика была удобной в применении к осесимметричным контактным задачам. К сожалению, для трехмерных контактных задач такая методика представляется громоздкой. То же самое можно сказать относительно возможности специальных Gap элементов, которые используются в программе NASTRAN.

MSC.MARC предоставляет пользователю возможность задания специальных контактных таблиц, где существует возможность описания контактных условий для каждой контактной области, в том числе и заданной посадки. В частности, в задаче рассматривается три посадки. Их характеристики представлены в таблице 1. Здесь в качестве натяга рассматривается разница радиусов сопрягаемых деталей, что задается в качестве одного из параметров контактных таблиц.

Табл. 1

Параметры прессовых соединений

Номер соединения	Соединяемые детали	Допуски на диаметры [μm]		Величина натяга [mm]		
				Минимальная	Средняя	Максимальная
1	Зубчатое колесо - вал	H7	0 ÷ +52	0,108	0,13525	0,1625
		t6	+268 ÷ +325			
2	Левый фланец - вал	H8	0 ÷ +81	0,1545	0,189	0,2235
		u7	+390 ÷ +447			
3	Правый фланец – ступица зубчатого колеса	H7	0 ÷ +57	0,0345	0,05875	0,083
		r6	+126 ÷ +166			

3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА И ВЫВОДЫ

Расчет напряженного состояние деталей узла полого вала проводился для различных возможных натягов в их соединении. Очевидно, что максимальные напряжения возникали при максимальных значениях натяга. На рис. 6 представлено распределение эквивалентных напряжений согласно энергетического критерия. Максимальный уровень напряжений не превышает значения 250 МПа, что указывает на тот факт, что напряжения обусловленные натягом не превышают границы пластичности для материалов сопряженных деталей (сталь 40 НМ с границей пластичности $R_e=600$ МПа либо сталь 50 НМ с границей пластичности $R_e=570$ МПа).

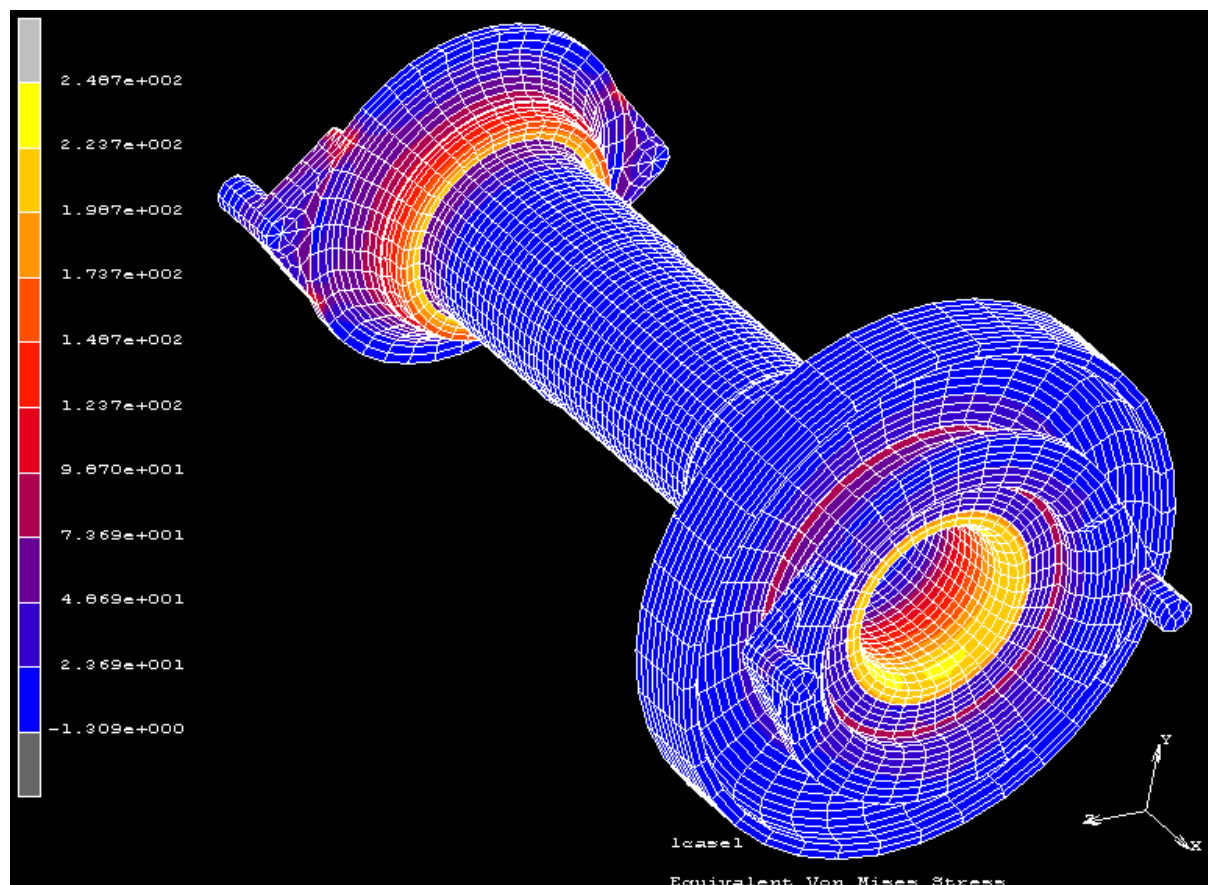


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений определенных согласно энергетического критерия
Rys. 6. Rozkład naprężeń redukowanych wyznaczonych według kryterium energetycznego

Анализ контактных напряжений позволяет оценить нагруженность каждого из трех сопряжений. На рис. 7а представлено распределение нормальных контактных напряжений для двух контактных зон полого вала. Как видно из приведенного рисунка, зона контакта вала с зубчатым колесом нагружена больше. Здесь уровень контактных напряжений достигает величины 74 МПа. При этом в зоне контакта вала с левым фланцем величина контактных напряжений не превышает 60 МПа.

На рис. 7b показано распределение нормальных контактных напряжений для правого фланца. И в данном случае уровень контактных напряжений сравнительно меньше (54 МПа). Таким образом, очевидно, что из трех контактных зон наиболее нагружена зона взаимодействия вала с зубчатым колесом.

Подводя итог можно сделать заключение, что методика учета контактного взаимодействия при прессовом соединении деталей, которая реализована в программе MSC.MARC позволяет эффективно решать контактные задачи для подобного типа соединений. Очевидно, что для полного анализа напряженного состояния узла полого вала следует еще учесть нагрузки, связанные с передачей вращающего момента.

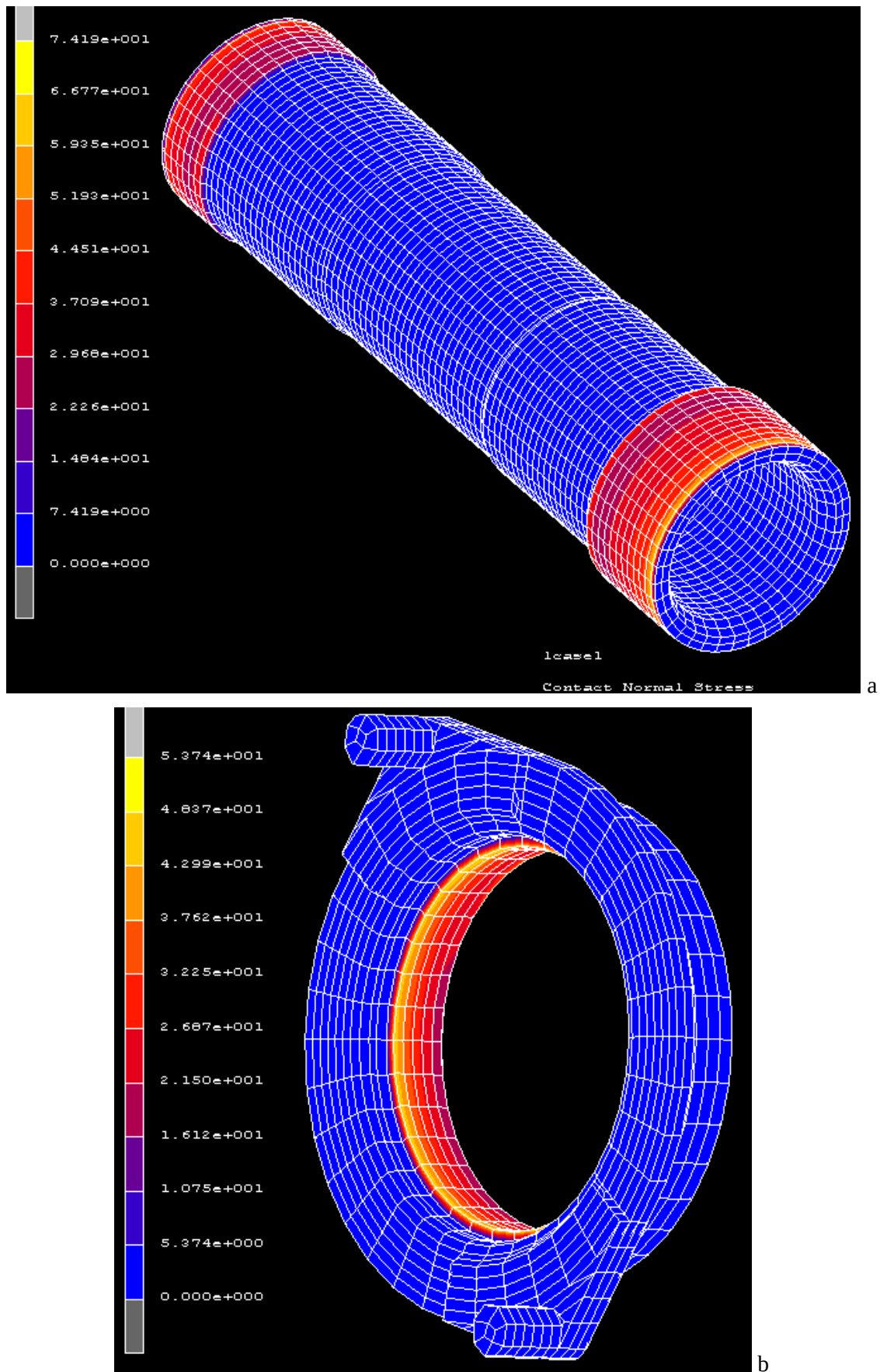


Рис. 7. Распределение нормальных контактных напряжений для полого вала (а) и для правого фланца (b)
Rys. 7. Rozkład normalnych naprężeń kontaktowych dla wału drążonego (a) i dla kołnierza prawego (b)

Bibliography

1. Бирюков И.В., Беляев А.И., Рыбников Е.К.: *Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог*. Транспорт, Москва, 1976.
2. Измеров О.В.: *Классификации тяговых приводов по динамическим свойствам для задач проектирования рельсовых экипажей*. <http://www.izmerov.narod.ru/privod/class.html>
3. Kansy M., Ślaskowski A.: *Wyznaczenie naprężeń spowodowanych wciskiem elementów zespołu wału drążonego lokomotywy ET22 (201E)*. VII Studencka Sesja Naukowa. Wydział Transportu Politechniki Śląskiej, Katowice, 2009.
4. Сладковский А.: *Контактное взаимодействие колес и рельсов*. Русь, Луганск, 2005.
5. Sitarz M., Ślaskowski A., Chruzik K.: *Analiza wytrzymałościowa połączenia montażowego koło – oś*. Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej. Transport. Gliwice, 2001. Nr 1524, z. 42. S. 57 – 66.
6. Сладковский А., Ситаж М., Пытка М.: *Анализ влияния конструкций цельнокатаных вагонных колес на их НДС, обусловленное их прессовым соединением с осью*. Механика, компьютер, образование. Материалы V международной научно-практической конференции. Севастополь: СевГУ, 2001. – С. 55 – 61.