

УДК 621.7/9.048.7

К. М. Михайлов, М. И. Михайлов

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Министерство образования Республики Беларусь, пр. Октября, 48, 246746 Гомель, +375 (032) 24 77 54, Mihailov@gstu.by

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРЫ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО БАРАБАНА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Исследовано напряженно-деформированное состояние опор измельчающего барабана кормоуборочного комбайна. Выполнен анализ влияния нагрузки на напряжения, деформации и перемещения опор качения и модельной конструкции. Установлена эквивалентная конструкция, позволяющая сократить объем расчетов на ЭВМ.

Ключевые слова: кормоуборочный комбайн; измельчающий барабан; опоры; моделирование.

Рис. 6. Библиогр.: 13 назв.

K. M. Mikhailov, M. I. Mikhailov

Gomel State Technical University named after P. O. Sukhoi, Ministry of Education of the Republic of Belarus, 48 October Ave., 246746 Gomel, the Republic of Belarus, +375 (232) 24 77 54, Mihailov@gstu.by

MODELING OF THE TENSE-DEFORMED STATE OF THE SUPPORT OF THE CHOPPING DRUM OF FORAGE HARVESTER

The tense-deformed state of the supports of the chopping drum of the forage harvester has been investigated. The analysis of the load effect on the tense, deformation and displacement of rolling bearings and the model construction has been done. An equivalent model has been installed to reduce calculations on the computer.

Keywords: forage harvester; chopping drum; supports; modeling.

Fig. 6. Ref.: 13 titles.

Введение. Одной из главных проблем отечественных предприятий обрабатывающей промышленности является обеспечение качества выпускаемых изделий. Особенно остро во всех отраслях машиностроения стоит вопрос обеспечения надежности технологического оборудования и продукции.

Как показывает практика, большинство отказов механизмов и машин приходится на узлы трения [1; 2]. Так, основной причиной потери работоспособности подшипника качения при нормальных условиях эксплуатации является усталостное выкрашивание поверхностей качения. Указанный вид износа является следствием циклически изменяющихся контактных нагрузок, передаваемых через относительно небольшие площадки контакта. Причиной такого разрушения является возникновение контактных напряжений, которые могут превышать пределы прочности материалов взаимодействующих деталей.

В практике используется множество методов повышения долговечности узлов качения, наибольшее распространение среди которых нашло применение смазочных материалов и новых подшипниковых материалов [3—8].

В настоящее время вопрос взаимодействия деталей подшипника под нагрузкой освещен явно недостаточно. Изучение надежности технологического оборудования требует разработки моделей сложных элементов техники (рисунок 1). Использование численных методов анализа сложных узлов требует разбивки их на конечные элементы, при этом размер сетки элементов зависит от размеров деталей машины.

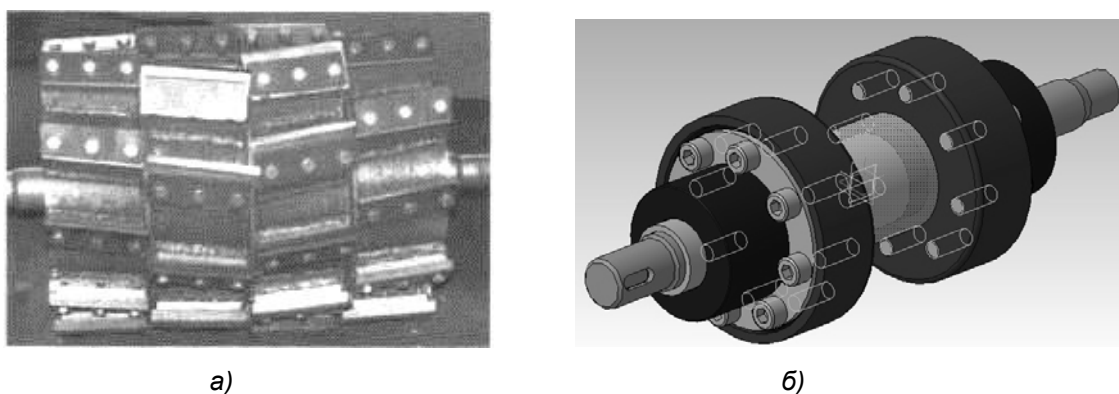


Рисунок 1. — Конструкция барабана (а) и 3D-модель вала барабана с подшипниковыми опорами (б)

Если в конструкцию машины входят подшипники, то их тела качения разделяются на элементы малых размеров, что приводит к росту количества уравнений системы. В результате возникают определенные сложности с достижением необходимой точности исследования сложных узлов машин.

Для изучения особенностей распределения нагрузки в узлах машин требуется решение следующих задач: 1) разработать оптимальную модель узла; 2) разработать модельный узел, заменяющий подшипники качения.

Целью работы является создание эквивалентной компьютерной модели опоры, заменяющей подшипники качения.

Методика исследования. Анализ научных данных [11—13] показал, что решение задачи по моделированию работы подшипника качения сводится к рассмотрению работы подшипника с соединением его деталей без зазора, с зазором и с натягом. Условия нагружения — радиальная вертикальная сила, действующая на наружное кольцо.

Задача математического моделирования решалась численным методом в программном комплексе конечно-элементного анализа SolidWorks. Компьютерная трехмерная геометрическая модель объекта исследования, построенная на основе конструктивных параметров подшипника, приведена на рисунке 1, б.

При создании математической модели контакта деталей подшипника были сделаны следующие основные допущения: 1) зазор в зоне контакта исключен; 2) с целью моделирования сепаратора, обеспечивающего ограничение взаимного перемещения тел качения, была создана жесткая связь, соединяющая тела качения и имеющая в месте соединения с каждым телом три вращательные степени свободы относительно оси, параллельной оси симметрии подшипника.

В качестве материала взаимодействующих тел принималась сталь ШХ15 ГОСТ801-78; для которой модуль Юнга $2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона 0,3. При создании на основе геометрической модели конечно-элементной модели для выделенных околоконтактных объемов исследуемых тел назначался размер элементов величиной 100 мкм (на основании ранее проведенного численного моделирования и сопоставления с результатами аналитического решения), для остальных областей — 1 мм. При создании конечно-элементной модели применялся алгоритм с преобладающим использованием элементов гексагональной формы второго порядка. Созданные конечно-элементные модели приведены на рисунке 2. Условия контактного взаимодействия задавались между поверхностями контактирующих тел и дорожками качения. Для расчета условий контактного взаимодействия использовался уточненный алгоритм Лагранжа. Задавалось несимметричное поведение контактирующих поверхностей, в качестве целевой использовались поверхности дорожек качения, а контактной — тела качения.

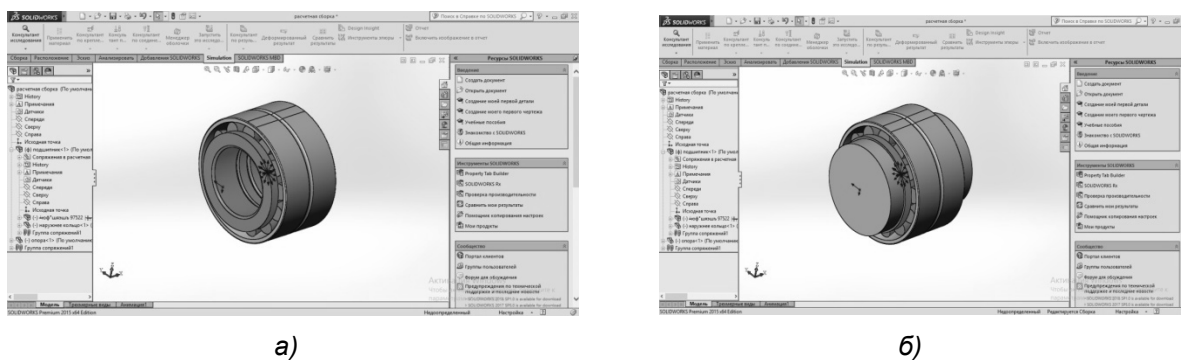


Рисунок 2. — Расчетная схема для определения перемещений в SolidWorks: двухрядный радиальный подшипник (а); сборка подшипниковой опоры (б)

С целью исключения погрешностей компьютерного решения задавалось автоматическое соприкосновение поверхностей деталей. В качестве граничных условий назначалось ограничение перемещений по всем степеням свободы вала. Для упрощения расчетов и анализа полученных результатов действие осевой нагрузки исключали. Действующая радиальная статическая нагрузка прикладывалась к поверхности наружного кольца. Затем прикладывалась силовая нагрузка к заранее выделенной площадке, численное значение которой составляло 1 000 и 10 000 Н.

Анализ результатов моделирования. В результате проведения численных расчетов были получены картины, отображающие напряжение, перемещение и деформации. Увеличение нагрузки в 10 раз позволило установить, что характер распределения деформаций (рисунки 3, а, и 4, а), напряжений (см. рисунки 3, б, и 4, б) и перемещений (см. рисунки 3, в, и 4, в) изменился незначительно.

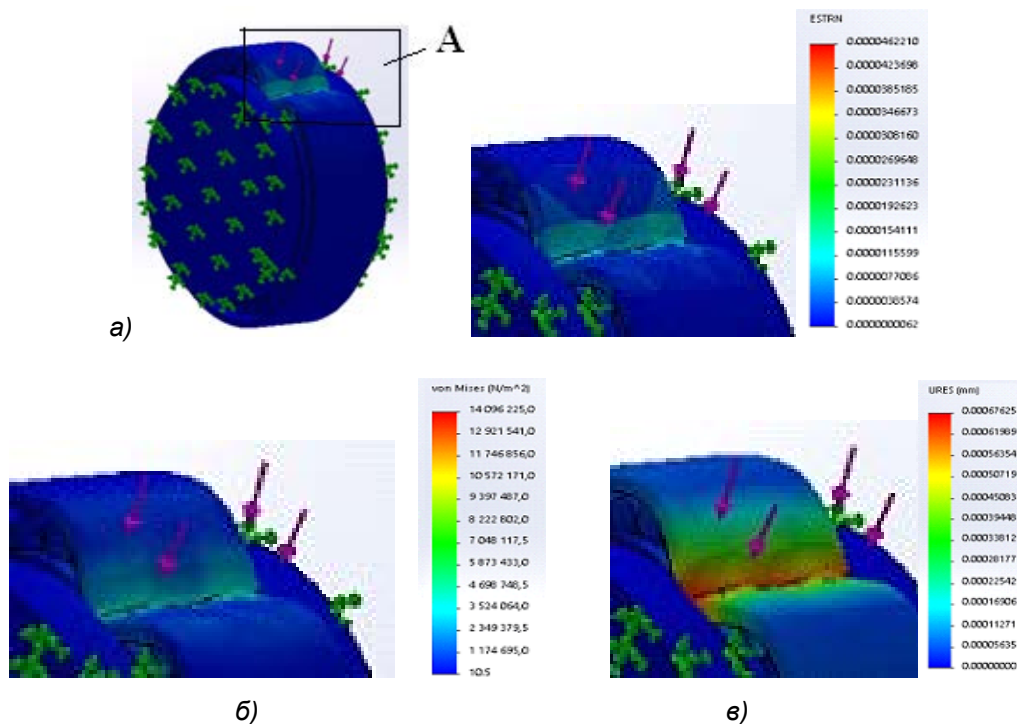


Рисунок 3. — Картины распределения деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке подшипниковой опоры 1 000 Н

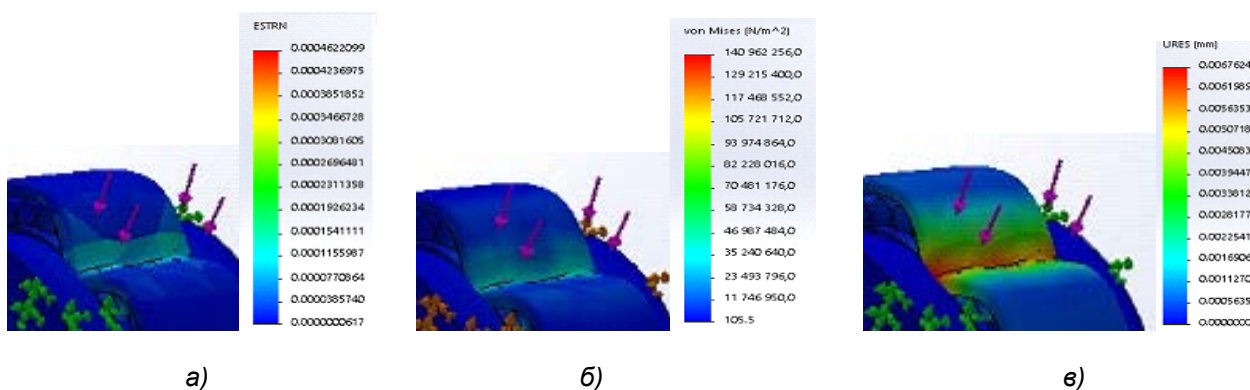


Рисунок 4. — Картины распределения деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке подшипниковой опоры 10 000 Н

Затем были проведены серии расчетов с модельными опорами вместо подшипника. В результате расчетов установлено, что при постоянных геометрических параметрах исследуемой модели, оптимальным материалом модельной опоры является серое литое железо, обладающее следующими физико-механическими свойствами:

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	66178,1	Н / мм ²
Коэффициент Пуассона	0,27	Не применимо
Модуль сдвига	50 000	Н / мм ²
Массовая плотность	7 200	кг / м ³
Предел прочности при растяжении	151,66	Н / мм ²
Предел прочности при сжатии	572,16	Н / мм ²
Предел текучести		Н / мм ²
Коэффициент теплового расширения	$1,2e \cdot 10^5$	/К
Теплопроводность	45	Вт / (м · К)
Удельная теплоемкость	510	Д / (кг · К)
Коэффициент демпфирования материала		Не применимо

Рассмотрим результаты расчетов напряженно-деформированного состояния (рисунки 5 и 6). В результате расчетов установлено, что максимальные перемещения модельной опоры под действием силы 1 000 Н составляют $6,6213 \cdot 10^{-4}$ мм, при той же нагрузке максимальные перемещения в подшипнике составили $6,7625 \cdot 10^{-4}$ мм. При нагрузке в 10 000 Н максимальные перемещения в модельной опоре составили $6,62125 \cdot 10^{-3}$ мм, в подшипнике — $6,76247 \cdot 10^{-3}$ мм.

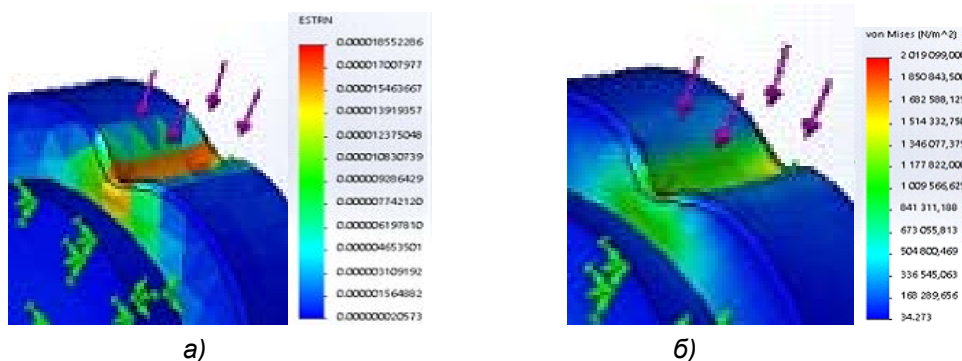
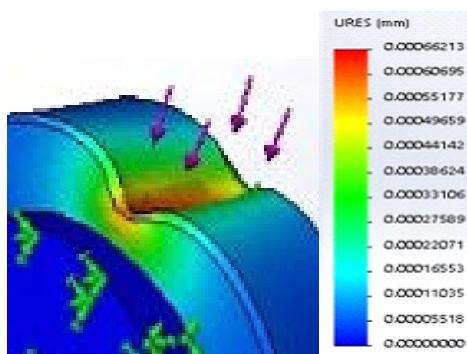
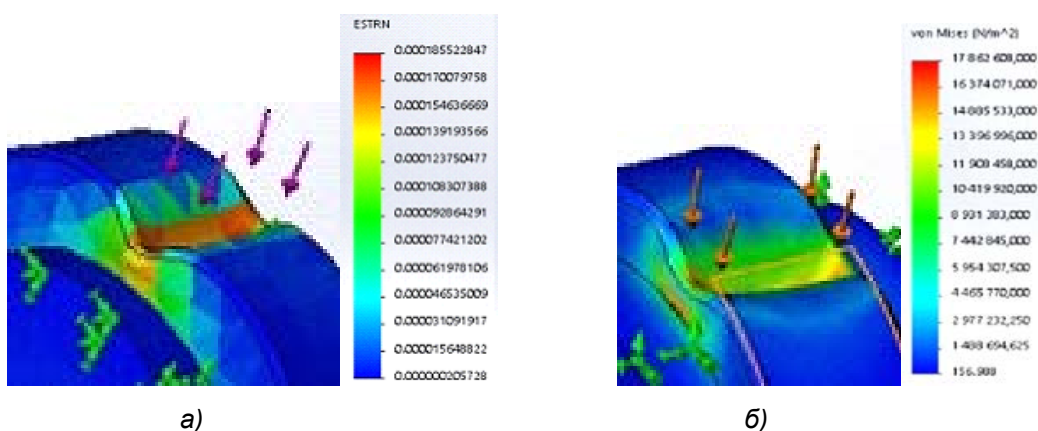


Рисунок 5. — Картины распределения деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке модельной опоры 1 000 Н



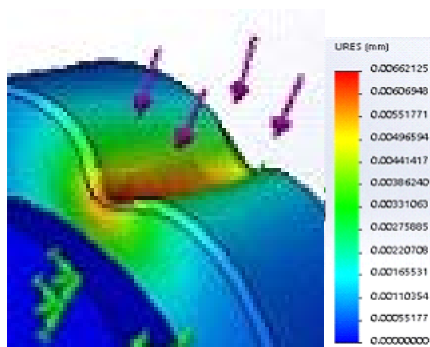
в)

Рисунок 5. — Продолжение



а)

б)



в)

Рисунок 6. — Картины распределения деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке модельной опоры 10 000 Н

Кроме этого, для дополнительного анализа полученных результатов использовались коэффициенты соответствия

$$K_{ij} = \frac{\sigma_p}{\sigma_m}; K_{ij} = \frac{\delta_p}{\delta_m}; K_{ij} = \frac{\epsilon_p}{\epsilon_m},$$

где σ_p , σ_m , δ_p , δ_m , ϵ_p , ϵ_m — напряжения, перемещения и деформации подшипниковых и модельных опор соответственно.

$$K_{11} = 6,9517; K_{12} = 1,0213; K_{13} = 2,38; K_{21} = 7,891; K_{22} = 1,0213; K_{23} = 2,4914.$$

Заключение. Анализ данных, полученных путем математического моделирования, позволяет сделать вывод, что в процессе радиального нагружения подшипника качения его детали испытывают существенные напряжения различного рода; применение модельных опор позволяет упростить задачу при исследовании напряженно-деформированного состояния сложного узла барабана кормоуборочного комбайна; в качестве материала модельной опоры можно использовать серое литое железо.

Список цитируемых источников

1. *Bayer, G. Mechanical Wear Fundamentals and Testing* / G. Bayer, G. Raimond. — USA, New York : Marcel Dekker, 2004. — 396 p.
2. *Stachowiak, W. G. Engineering Tribology* / W. G. Stachowiak, A. W. Bachelor. — Munhen : Butterworth-Heinemann, 2001. — 765 p.
3. Трение, изнашивание и смазка / И. В. Крагельский [и др.] ; под общ. ред. В. В. Алисиной. — М. : Машиностроение, 1978. — 400 с.
4. *Горелов, А. А. Современные материалы и технологии в машиностроении* / А. А. Горелов. — М. : МИСиС, 2011. — 312 с.
5. *Попилов, Л. Я. Новые материалы в машиностроении* / Л. Я. Попилов. — М. : Машиностроение, 1967. — 427 с.
6. *Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения тел качения покрытием ZrN на долговечность подшипника* / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вести ЛГУ. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. — 2013. — № 11. — С. 38—43.
7. *Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения на долговечность подшипника* / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Наука и техника. — 2014. — № 2. — С. 57—61.
8. *Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения PVD покрытием ZrN на температуру подшипникового узла* / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вести ГрГУ. — 2013. — № 4. — С. 102—105.
9. Минский подшипниковый завод. Каталог подшипников [Электронный ресурс] / Офиц. сайт ОАО «Минский подшипниковый завод». — Минск, 2014. — Режим доступа: <http://mpz.com.by/catalog/bearings/bearing-catalogue/425/8506>. — Дата доступа: 30.01.2019.
10. Подшипники качения : справ. пособие / Н. А. Спицын [и др.] ; под общ. ред. Н. Ю. Благосклонова. — М. : Машгиз, 1961. — 828 с.
11. *Нарышкин, В. Н. Подшипники качения : справ.-каталог* / В. Н. Нарышкин, Р. В. Коросташевский. — М. : Машиностроение, 1984. — 280 с.
12. *Перель, Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор* / Л. Я. Перель. — М. : Машиностроение, 1983. — 543 с.
13. *Шмелев, А. В. Разработка математической модели взаимодействия элементов качения и кольца шарикового подшипника* / А. В. Шмелев, С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вести Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 4 (49). — С. 94—102.

Поступил в редакцию 17.05.2019