

18. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Ф.І. Василенко та ін. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. За ред. Ю.В. Кулешкова Кіровоград; КДТУ, 2002. –134 с.
19. Каленков С.Г., Соломахо Г.И. Практикум по физике. Механика: Учебн. пособие для студентов вузов. Под ред. А.Д. Гладуна. – М.: Высшая школа, 1990. – 111 с.
20. Четыркин Е.М., Калихман И.Л. Вероятность и статистика. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 319с.
21. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Бевз О.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. Промислова гідравліка і пневматика № 3 (13)2006, с 35...45.

*Ю.Кулешко., Т.Руденко., М.Красота., А. Матвиенко., Ю. Титов*  
**Методика стендовых испытаний шестеренного насоса**

Разработана программа исследований, включающая методики исследования основных технических характеристик НШ для разных значений давления, рабочего объема насоса и частоты вращения, проверку степени совпадения основных теоретических положений и выводов с результатами, полученными экспериментальным путем. Рассмотрены методики испытаний шестеренных насосов с регулируемой подачей, приведено устройство и характеристика исследовательского оборудования. Изложена методика обработки данных, полученных при проведении экспериментальных исследований.

*J.Kuleshkov, T.Rudenko, M.Krasota, A.Matvienko, J.Titov*  
**Technique of bench tests шестеренного the pump**

The program of researches including techniques of research of basic tehniche-skih of characteristics gear-type pumps for different values of pressure, working volume of the pump and frequency of rotation, check of degree of coincidence of the basic theoretical positions and conclusions with the results, luchen th experimentally is developed. Techniques of tests gear-type pumps from a reguliro-bathroom are considered by giving, the device and the characteristic of the research equipment is resulted. The technique of the data processing, the experimental researches received at carrying out is stated.

Одержано 14.05.11

**УДК 621.891**

**В.Г. Писаренко, доц., канд. техн. наук**  
*КНПО "Форт" МВД України, г. Вінниця,*  
**Р.В. Сорокатый, доц., д-р. техн. наук**  
*Хмельницький національний университет*

## **Анализ напряженно-деформированного состояния подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки**

Проведен анализ напряженно-деформированного состояния элементов пары трения радиального подшипника скольжения при перекосе осей вала и втулки в начальный момент времени.  
**подшипник скольжения, контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние**

**Введение.** Анализ работоспособности подшипников скольжения должен учитывать конструктивные особенности машиностроительных конструкций. Одной из особенностей, которая может существенно повлиять на долговечность подшипника

скольжения - взаимное расположение осей вала и втулки подшипника. Отклонение от параллельности может возникнуть вследствие изгиба вала, который приводит к тому, что оси вала и втулки подшипника скольжения будут расположены под некоторым углом.

Первым шагом при решении износостойких задач подшипников скольжения является этап определения особенностей контактного взаимодействия элементов реального узла трения и оценки напряженно-деформированного состояния (НДС), который позволяет обосновать выбор допущений принимаемых в расчетной модели.

В связи с этим анализ НДС подшипников скольжения посвящено достаточно много работ [1-6], в которых рассматриваются НДС элементов пары трения в учетом различных схем нагружения и особенностей функционирования.

Однако в этих работах недостаточно уделено внимания анализу НДС и механизму формирования поверхности контакта, в начальный момент взаимодействия в условиях, когда оси вала и втулки расположены с перекосом.

Целью данной работы является анализ механизма формирования поверхности контакта и оценка напряженно-деформированного состояния элементов подшипника скольжения при перекосе осей вала и втулки.

**Расчетная схема и модель.** Рассматривается контактное взаимодействие вала и втулки радиального подшипника скольжения (рис.1, а). Вал нагружен удаленной силой, которая приводит к перекосу осей вала и втулки.

В соответствии с расчетной схемой в препроцессоре программного комплекса Ansys построена расчетная конечно-элементная модель (рис. 1, б).

Вал и втулка деформируются упруго. Наружная поверхность втулки закреплена неподвижно.

Материал вала – сталь, с модулем упругости  $2,0 \times 10^{11}$  Па, коэффициентом Пуассона 0,3 и модулем сдвига  $7,69 \times 10^{10}$ . Материал втулки – медный сплав с модулем упругости  $1,1 \times 10^{11}$  Па, коэффициентом Пуассона 0,34 и модулем сдвига  $4,1 \times 10^{10}$  Па.

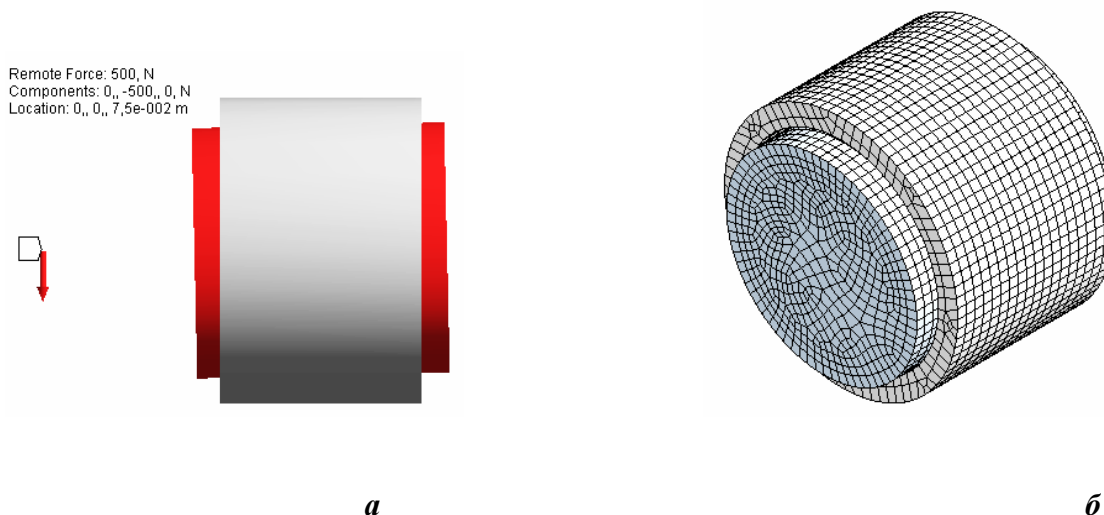


Рисунок 1 – Расчетная схема

Для создания сетки конечных элементов вала и втулки использованы трехмерные 20-узловые элементы SOLID186. В качестве контактной поверхности выбрана поверхность втулки, а целевой – поверхность вала. Для задания контактных поверхностей целевой поверхности использованы элементы TARGE170, а контактной –

CONTA174. Для решения задачи выбран модифицированный метод Лагранжа, обеспечивающий высокую, точность при достаточно быстрой сходимости.

**Численная реализация.** Численная реализация представленной выше модели проводилась для следующих значений: сила – 500 Н, приложена на расстоянии  $7,5 \cdot 10^{-2}$  м от торца вала, внутренний диаметр втулки  $5,0 \cdot 10^{-2}$  м, наружный диаметр –  $6,0 \cdot 10^{-2}$  м, длина  $4,0 \cdot 10^{-2}$  м, диаметр вала  $4,9 \cdot 10^{-2}$  м, длина  $5,0 \cdot 10^{-2}$  м.

Результаты расчетов представлены на рис. 2...7.

Анализ полученных результатов показывает, что при данной схеме нагружения и зазоре  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м между валом и втулкой, перекос осей приводит, к тому, что в процессе взаимодействия формируется две площадки контакта, расположенные у торцов втулки. Это является причиной формирования распределений контактных давлений с двумя максимумами расположенными на торцах втулки в местах контактного взаимодействия (рис.2).

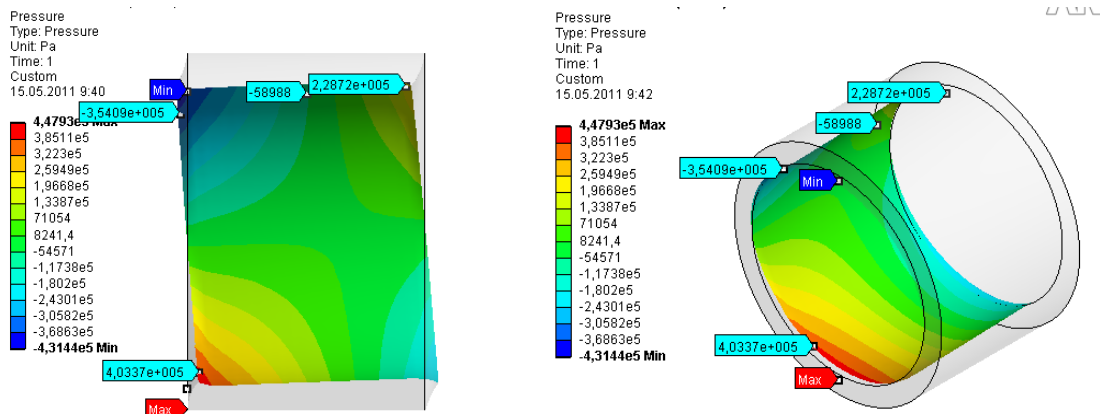


Рисунок 2 –Контактные давления

Сравнительный анализ результатов решения аналогичной задачи в двухмерной постановке (отсутствие перемещений вдоль оси втулки (Z)) показал, что форма распределения контактных давлений изменяется не существенно, однако погрешность в определении абсолютных значений контактных давлений составляет 25% по максимальным значениям.

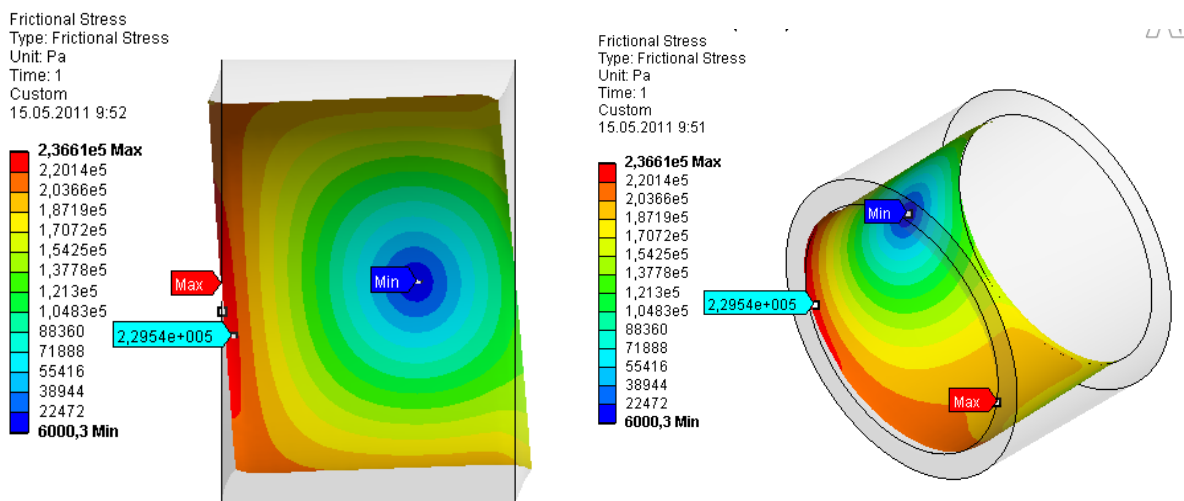


Рисунок 3 –Контактные давления от сил трения

Поэтому, при выборе расчетной модели и замене пространственной постановки задачи плоской, необходимо учитывать, что погрешность при определении контактных давлений может оказаться достаточно большой и существенно исказить конечные результаты.

Формирование двух площадок контакта определяется особенностями формы и распределения нормальных и касательных напряжений по поверхности втулки (рис.4).

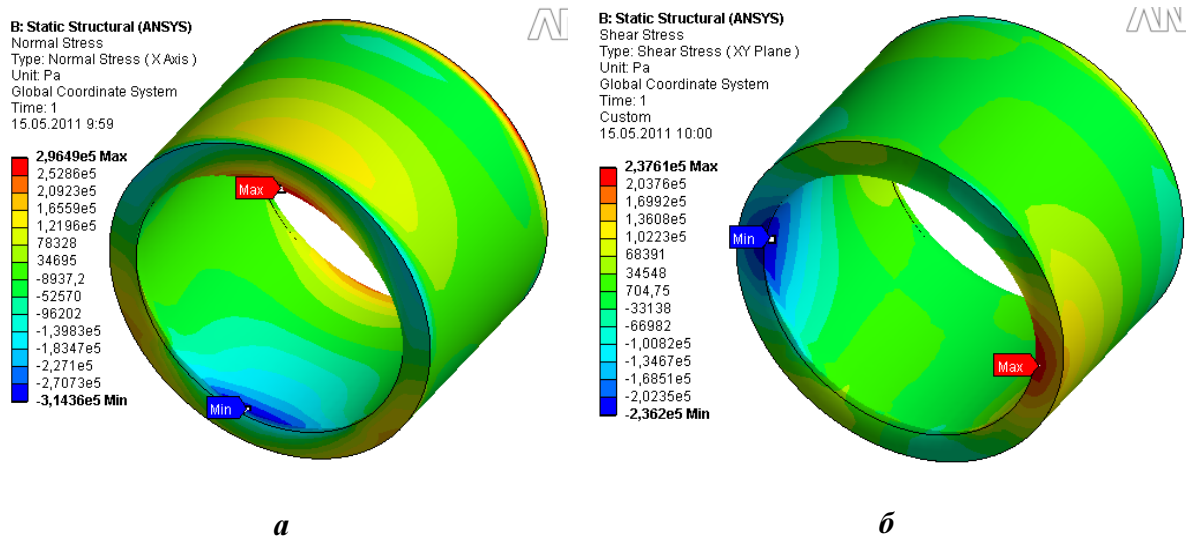


Рисунок 4 –Нормальные (а) и касательные напряжения (б)

Перекося осей вала и втулки радиального подшипника скольжения при контактном взаимодействии способствуют формированию существенных деформаций в зоне контакта не только в радиальном, но и в осевом направлении (рис. 5, 6).

Наличие осевых деформаций является определяющим фактором в образовании количественных отклонений при определении контактных давлений в плоской и пространственной постановке.

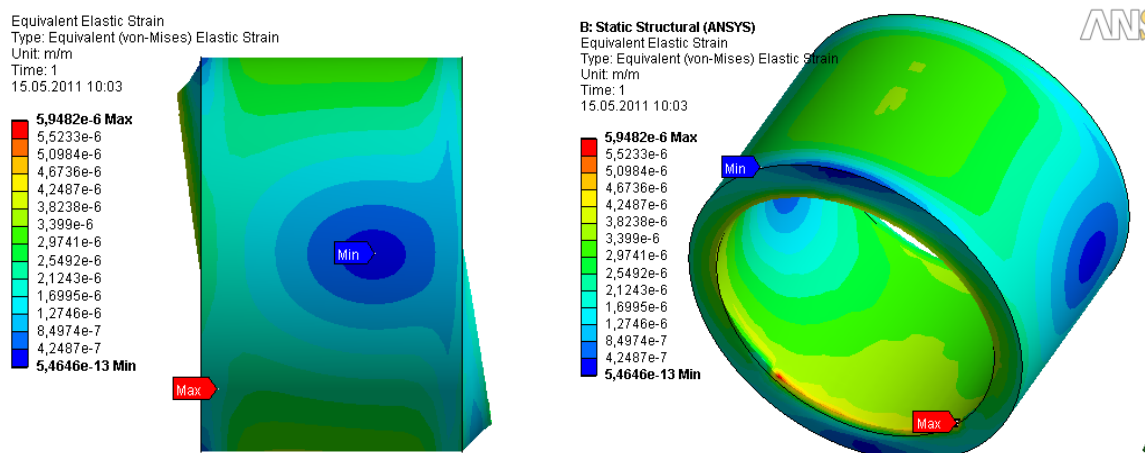


Рисунок 5 –Эквивалентные деформации (по Мизесу)

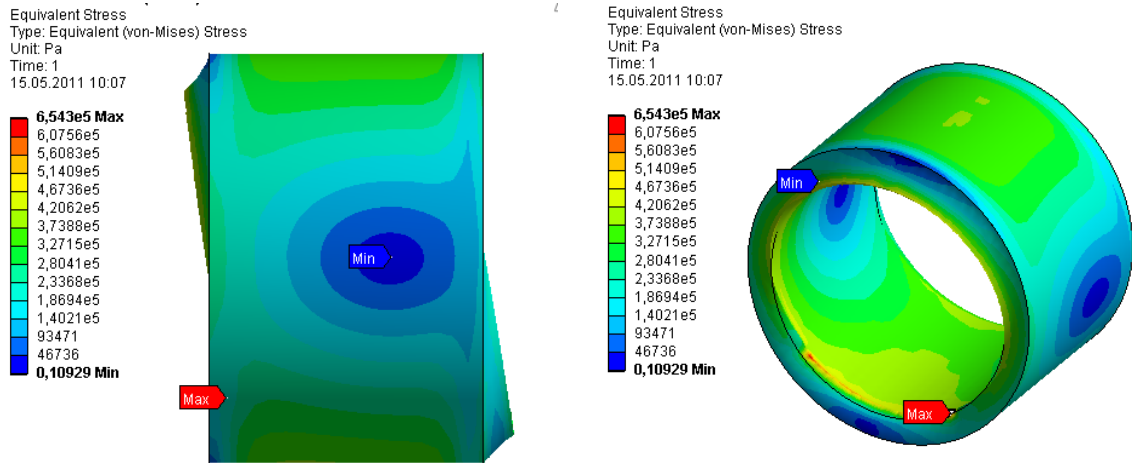


Рисунок 6 –Эквивалентные напряжения (по Мизесу)

Анализ интенсивностей деформаций и напряжений для случаев, когда в расчетной модели принимается допущение о наличии (рис.7) или отсутствии осевых перемещений (рис.8) показывает, что при этом меняются существенно не только количественные характеристики, но и качественно меняется форма изолиний интенсивностей деформаций и напряжений.

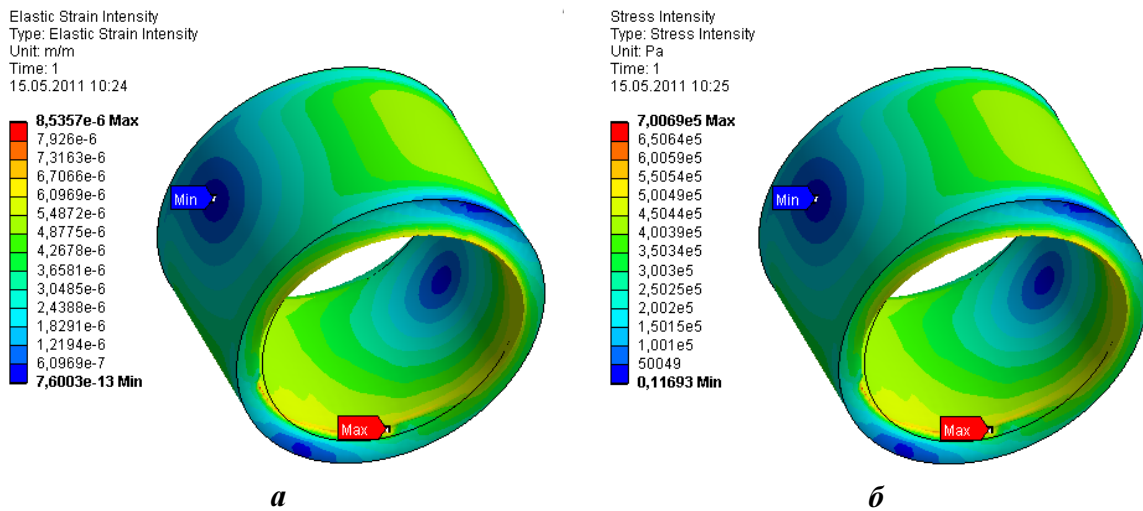


Рисунок 7 – Интенсивности деформаций (а) и напряжений (б)

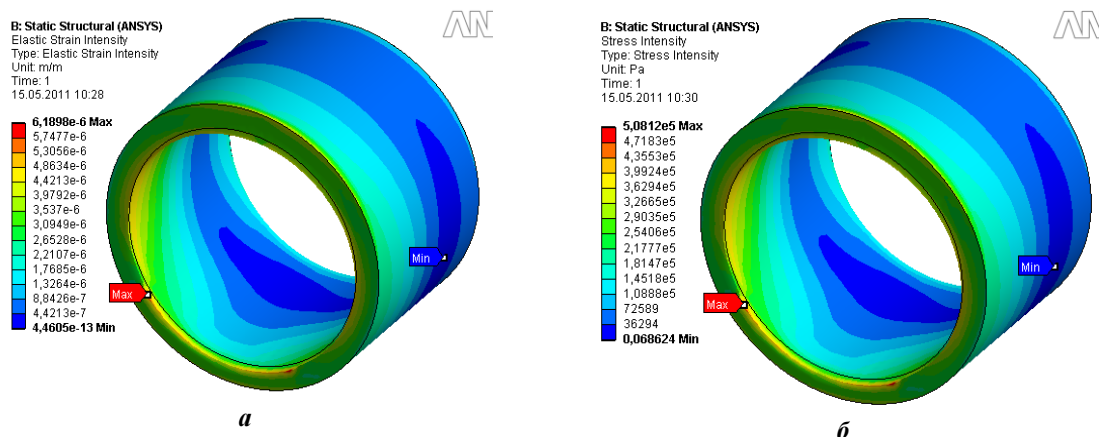


Рисунок 8 – Интенсивности деформаций (а) и напряжений (б) при отсутствии перемещений вдоль оси втулки

**Выводы.** В результате проведенного расчетного анализа контактного взаимодействия элементов радиального подшипника скольжения в условиях перекоса осей вала и втулки получено, что при данной схеме нагружения и определенных значениях геометрических параметров происходит формирование двух зон контактного взаимодействия. Перекос осей вала и втулки способствует формированию существенных деформаций в зоне контакта, как в радиальном, так и осевом направлениях. Не учет осевых деформаций при данной схеме контактного взаимодействия может привести к существенному количественному и качественному искажению результатов.

### Список литературы

1. Александров В. М. Контактные задачи в машиностроении / В. М. Александров, Б. Л. Ромалис. — М. : Машиностроение, 1986. — 176 с.
2. Проников А. С. Контактная задача для сопряженных поверхностей деталей машин. В сб.: Трение и износ в машинах / А. С. Проников. — М.: Изд-во АН СССР, 1962. — С. 375—391.
3. Галахов М. А. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения / М. А. Галахов, П. П. Усов. — М.: Наука, 1990. — 280 с.
4. Кузьменко А. Г. Методические рекомендации МР 215-86. Расчет контактных давлений и напряжений при сухом и граничном трении / А. Г. Кузьменко, М. В. Зернин. — М. : ВНИИНМАШ, 1986. — 60 с.
5. Кузьменко А. Г. Контактная задача для РПС с учетом изнашивания при перекосе осей вала и вкладыша / А. Г. Кузьменко, А. Г. Любин, В. А. Кузьменко // Проблемы трибологии (Problems of Tribology).— 1997.— №4.— С. 76—80.
6. Сорокатий Р.В Анализ работоспособности подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки. //Трение и износ. - 2006. - Т. 27 , №. 1 - С. 24 - 32.

*В. Писаренко, Р. Сорокатий*

**Аналіз напружено-деформованого стану підшипників ковзання при перекосі осей вала та втулки**

Проведено аналіз напружено-деформованого стану елементів пари тертя радіального підшипника ковзання при перекосі осей вала та втулки в початковий момент часу.

*V. Pysarenko, R. Sorokatyi*

**The analysis of the is intense-deformed condition of bearings of sliding at a warp of axes of a shaft and the plug**

The analysis of the is intense-deformed condition of elements of pair a friction of the radial bearing of sliding is carried out at a warp of axes of a shaft and the plug during the initial moment of time.

Одержано 17.05.11