

**В.Г. Писаренко, доц., канд. техн. наук**  
*КНПО "Форт" МВД Украины, г. Винница,*  
**Р.В. Сорокатый, доц., д-р. техн. наук**  
*Хмельницкий национальный 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

---

© В.Г. Писаренко, Р.В. Сорокатый, 2011

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 износодетальных 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 анализу 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.

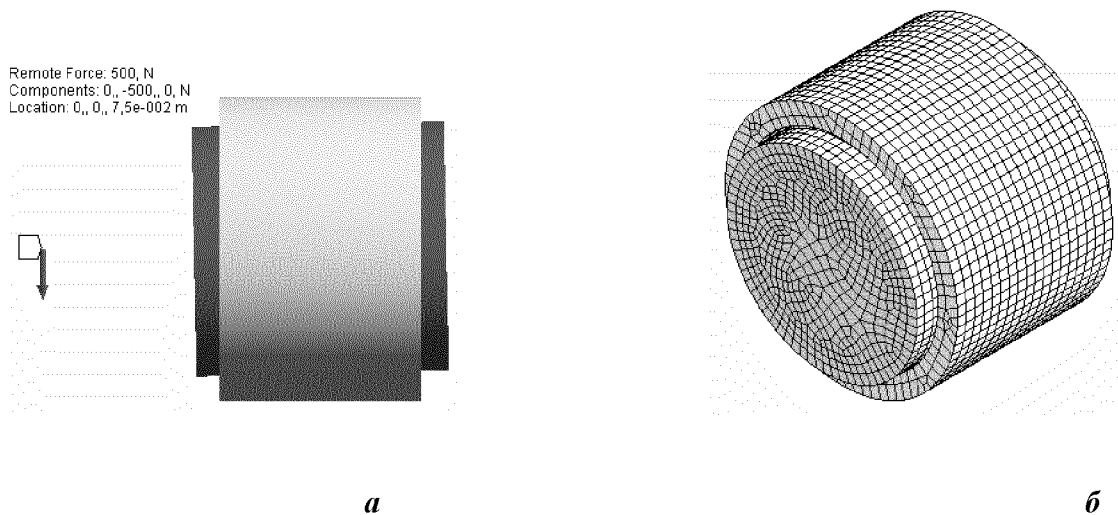


Рисунок 1 – Расчетная схема

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 7,5e-02 м от торца вала, внутренний диаметр втулки 5,0e-02 м, наружный диаметр – 6,0e-02 м, длина 4,0e-02 м, диаметр вала 4,9e-02 м, длина 5,0e-02 м. Результаты расчетов представлены на рис. 2...7.

Анализ полученных результатов показывает, что при данной схеме нагружения и зазоре 1,0e-03 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).

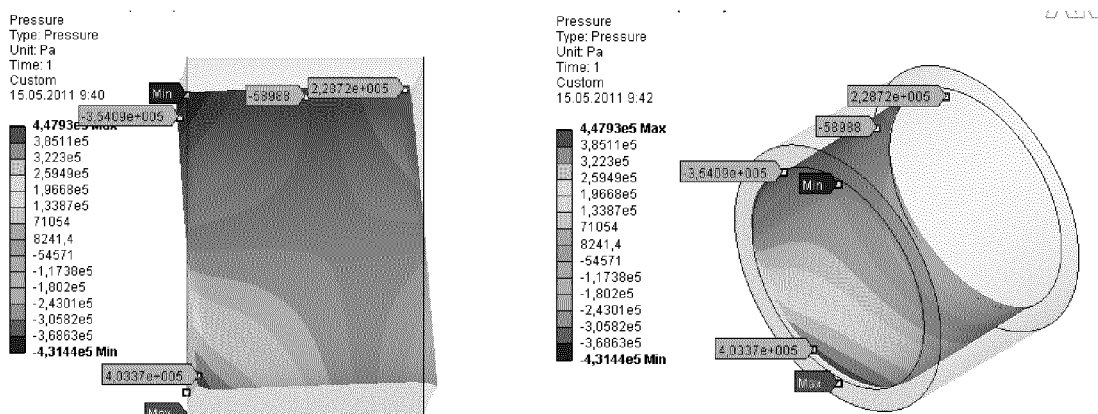


Рисунок 2 – Контактные давления

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.

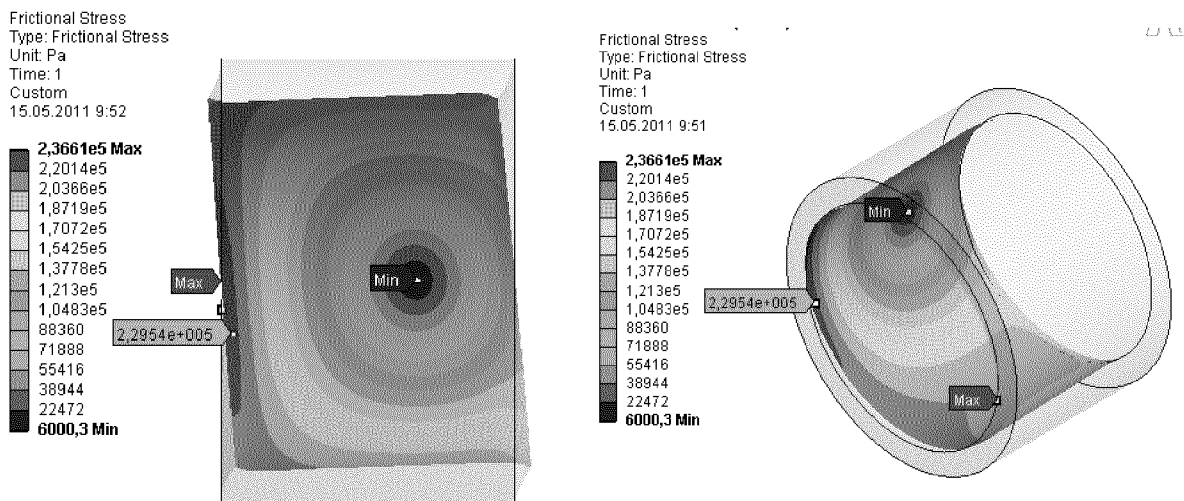


Рисунок 3 – Контактные давления от сил трения

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).

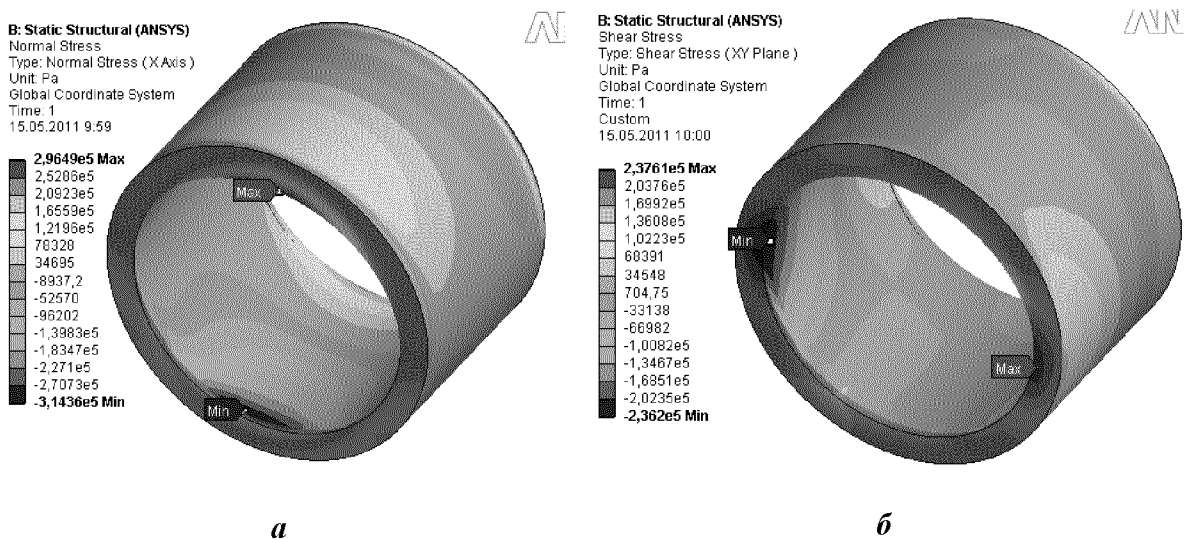


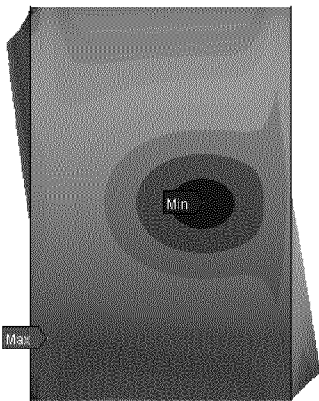
Рисунок 4 – Нормальные (*a*) и касательные напряжения (*б*)

Перекося вал и втулки радиального подшипника скольжения при контактом взаимодействии способствуют формированию существенных деформаций в зоне контакта не только в радиальном, но и в осевом направлении (рис. 5, б).

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

Equivalent Elastic Strain  
 Type: Equivalent (von-Mises) Elastic Strain  
 Unit: m/m  
 Time: 1  
 15.05.2011 10:03

5,9482e-6 Max  
 5,5233e-6  
 5,0904e-6  
 4,6736e-6  
 4,2487e-6  
 3,8238e-6  
 3,399e-6  
 2,9741e-6  
 2,5492e-6  
 2,1243e-6  
 1,6995e-6  
 1,2746e-6  
 8,4974e-7  
 4,2487e-7  
 5,4646e-13 Min



B: Static Structural (ANSYS)  
 Equivalent Elastic Strain  
 Type: Equivalent (von-Mises) Elastic Strain  
 Unit: m/m  
 Time: 1  
 15.05.2011 10:03

5,9482e-6 Max  
 5,5233e-6  
 5,0984e-6  
 4,6736e-6  
 4,2487e-6  
 3,8238e-6  
 3,399e-6  
 2,9741e-6  
 2,5492e-6  
 2,1243e-6  
 1,6995e-6  
 1,2746e-6  
 8,4974e-7  
 4,2487e-7  
 5,4646e-13 Min

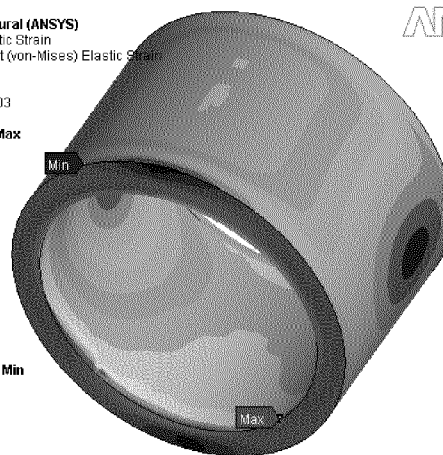
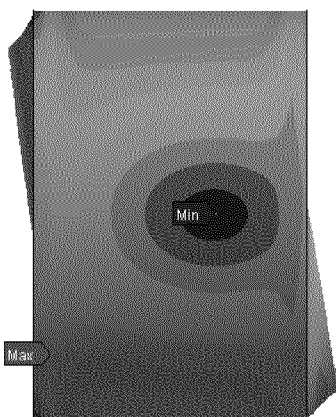


Рисунок 5 –Эквивалентные деформации (по Мизесу)

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: Pa  
 Time: 1  
 15.05.2011 10:07

6,543e5 Max  
 6,0756e5  
 5,6083e5  
 5,1409e5  
 4,6736e5  
 4,2062e5  
 3,7388e5  
 3,2715e5  
 2,8041e5  
 2,3368e5  
 1,8694e5  
 1,4021e5  
 93471  
 46736  
 0,10929 Min



Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: Pa  
 Time: 1  
 15.05.2011 10:07

6,543e5 Max  
 6,0756e5  
 5,6083e5  
 5,1409e5  
 4,6736e5  
 4,2062e5  
 3,7388e5  
 3,2715e5  
 2,8041e5  
 2,3368e5  
 1,8694e5  
 1,4021e5  
 93471  
 46736  
 0,10929 Min

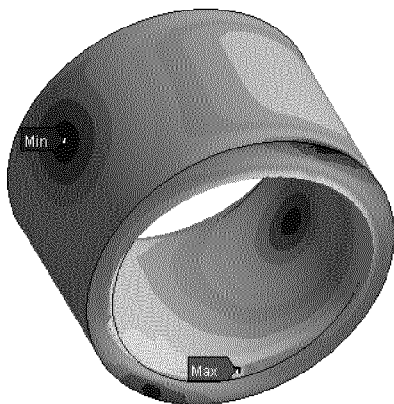


Рисунок 6 –Эквивалентные напряжения (по Мизесу)

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.

Elastic Strain Intensity  
 Type: Elastic Strain Intensity  
 Unit: m/m  
 Time: 1  
 15.05.2011 10:24

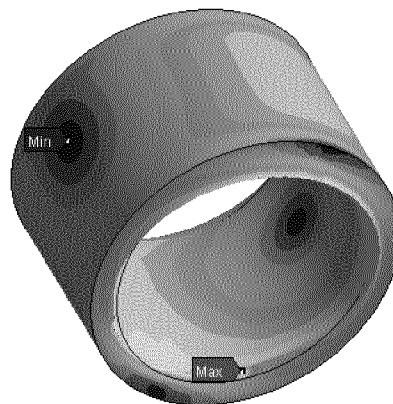
9,5357e-6 Max  
 7,926e-6  
 7,3163e-6  
 6,7066e-6  
 6,0969e-6  
 5,4872e-6  
 4,8775e-6  
 4,2678e-6  
 3,6581e-6  
 3,0485e-6  
 2,4388e-6  
 1,8291e-6  
 1,2194e-6  
 6,0969e-7  
 7,6003e-13 Min



*a*

Stress Intensity  
 Type: Stress Intensity  
 Unit: Pa  
 Time: 1  
 15.05.2011 10:25

7,0069e5 Max  
 6,5064e5  
 6,0059e5  
 5,5054e5  
 5,0049e5  
 4,5044e5  
 4,0039e5  
 3,5034e5  
 3,003e5  
 2,5025e5  
 2,002e5  
 1,5015e5  
 1,001e5  
 50049  
 0,11693 Min



*b*

Рисунок 7 – Интенсивности деформаций (a) и напряжений (b)

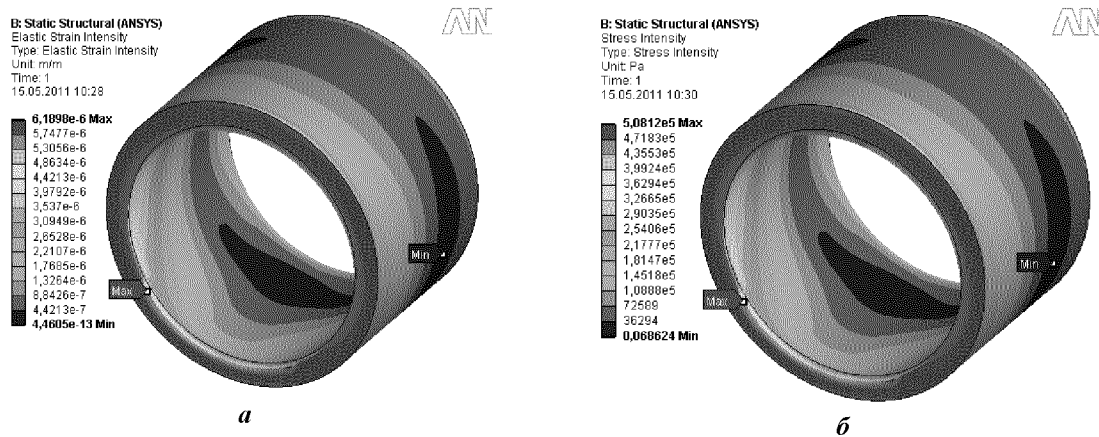


Рисунок 8 – Интенсивности деформаций (а) и напряжений (б) при отсутствии перемещений вдоль оси втулки

**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

