

УДК 539.4.01

DOI: <http://doi.org/10.20535/2219-3804222020213324>

Г. Ортамевзи¹, к.т.н

Анализ метода ремонта вала с использованием втулки

En The shaft repair method using a sleeve in aircraft shafts and general purpose shafts is analyzed in this paper. Also, the analysis of the fitting dimensions of the shaft and the sleeve, the thickness of the wall of the sleeve, the diameter of the common shaft and the material of the sleeve was performed. Based on the analysis performed, a comparison of the stress, strain, and deformation parameters in the shaft and sleeve is performed.

Ua В даній статті проведено аналіз методу ремонту вала з використанням втулки в авіаційних валах та валах загального призначення. Також, виконаний аналіз посадочних розмірів вала і втулки, товщини стінки втулки, діаметра загального валу і матеріалу втулки. На підставі проведених аналізів виконано порівняння параметрів напруги, натягу і деформації у валі та втулці.

¹ Університет Алани Алааддин Кейкубат

Введение

При изготовлении вала иногда допускается ошибка диаметра этой детали. В случае, если ошибка была допущена на поверхности отсека подшипника, которая имеет высокие требования к размерам, то одевание подшипника с зазором будет влечь за собой ряд проблем.

Также, в связи с большими нагрузками или износом при длительной эксплуатации вала, который изначально имел допустимые размеры, в момент замены подшипника или других одевающих деталей, между элементами соединяющих деталей возникает зазор.

Несомненно, при таких ситуациях самым лучшим решением будет изготовление нового вала. Однако, иногда можем столкнуться с тем, что ремонт старого вала целесообразней и легче от изготовления нового вала.

В данной статье проведен анализ метода ремонта вала с использованием втулки в авиационных валах и валах общего назначения.

Этот метод реализуется следующим образом:

- изготовление втулки с наружным диаметром требуемого размера и учетом допуска для операции шлифования.
- обработка отсека вала, который имеет ошибку, до размера внутреннего диаметра втулки.
- одевание втулки на вал и осуществление их окончательной обработки.

Также, в этой статье проведен анализ посадочных размеров вала и втулки, толщины стенки втулки, диаметра общего вала и материала втулки.

Постановка задачи

1. Создание математической модели для требуемой ситуации.
2. Определение оптимальных посадочных размеров втулки и вала.
3. Определение оптимальной толщины стенки втулки.
4. Проведение анализа с учетом разных диаметров вала.
5. Проведение анализа с разными материалами втулки и при разных температурных условиях.
6. Сравнение параметров напряжения, натяжения и деформации в вале и втулке на основании проведенных анализов.

Исследование напряженно-деформированного состояния втулки

С целью расчета напряженно-деформированного состояния втулки, представим втулку в качестве прямого стержня постоянного сечения в условиях растяжения, так как втулка получает такое же напряжение и деформацию, как и стержень в состоянии растяжения.

Учитывая аналитический метод решения задач [1] устанавливается единый план постановки и решения прямой задачи для стержня: задаются условия для деформаций продольных волокон стержня; записываются зависимости, свойственные этому виду деформации; выделяется основное неизвестное, которое имеет непосредственную связь с другими искомыми величинами; выполняется решение.

Для чистого растяжения задаются следующие условия: 1) сечения остаются плоскими, т. е. все волокна, параллельные оси стержня, деформируются одинаково, испытывают только растяжение, деформации сдвига отсутствуют, откуда согласно физическому закону следует, что касательные напряжения и соответствующие им внутренние усилия в поперечных сечениях стержня (поперечные силы и крутящие моменты) равны нулю; 2) растяжение каждого из волокон равномерное, т. е. в пределах волокна (и всего стержня) $\varepsilon_x = \text{const}$, $\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\nu\varepsilon_x = \text{const}$; 3) физический закон – закон Гука для одноосного напряженного состояния; из него вытекает, что $\sigma_x = \text{const}$; как следствие, изгибающие моменты при совмещении центра приведения с центром тяжести обращаются в нуль; 4) задана величина продольной силы N .

С целью определения характеристик растянутого стержня ε_x и σ_x имеются следующие зависимости:

$$N = \int_A \sigma_x dA, \quad (1)$$

$$\varepsilon_x = \partial u / \partial x, \quad (2)$$

$$\sigma_x = E\varepsilon_x. \quad (3)$$

В качестве основного неизвестного, через которое выражаются остальные искомые величины, принимается ε_x . Так как перемещение u – функция одной переменной x , то

$$\varepsilon_x = du / dx, \quad (4)$$

откуда

$$u = \int \varepsilon_x dx + C = \varepsilon_x x + C. \quad (5)$$

Предполагается, что все волокна одинаково закреплены, т. е. имеют одинаковые начальные перемещения $u(0)$. Из условия: при $x = 0$, $u = u(0)$ следует, что $C = u(0)$, и следовательно

$$u = \varepsilon_x x + u(0). \quad (6)$$

Удлинение стержня на участке $0-x$ равно

$$\lambda_x = \varepsilon_x x. \quad (7)$$

При $x = l$, где l – длина стержня

$$\lambda = \varepsilon_x l. \quad (8)$$

Интегральное уравнение при $\sigma_x = \text{const}$ принимает вид

$$N = \sigma_x A, \quad (9)$$

откуда

$$\sigma_x = N/A. \quad (10)$$

Обращаясь к физическому закону, определяется

$$\varepsilon_x = N/(EA) \quad (11)$$

и окончательные выражения для перемещений и удлинений:

$$u = (Nx)/(EA) + u(0), \quad (12)$$

$$\lambda_x = (Nx)/(EA), \quad (13)$$

$$\lambda = (Nl)/(EA). \quad (14)$$

При сжатии продольная сила N имеет отрицательное значение.

Анализ полученного решения приводит к следующим выводам:

1. На основании статического граничного условия на торцах постоянное напряжение трансформируется в равномерно распределенную нагрузку $X_p = \sigma_x$, которая и соответствует рассмотренной деформации чистого растяжения.
2. Напряжение σ_x прямо пропорционально N и обратно пропорционально A . Следовательно, при заданной продольной силе напряжение можно уменьшить, увеличив площадь поперечного сечения.
3. Удлинение стержня обратно пропорционально величине EA , называемой жесткостью при растяжении. Жесткость определяют модуль упругости и геометрическая характеристика сечения.

В данном аналитическом методе решения задач учитывается только чистое растяжение. Однако, при взаимодействии вала с втулкой происходит напряжение и деформация за счет комбинированной силы и давления. Для расчета всех комбинированных параметров необходимо использовать метод конечных элементов (МКЭ).

Создание 3D и математических моделей

Для оптимизации посадочных размеров вала и втулки, толщины стенки втулки, диаметра общего вала и материала втулки созданы 3D и математические модели с последующим расчетом необходимых параметров (напряжение, натяжение, деформация и коэффициент запаса) [2-5] методом конечных элементов.

На рис. 1 представлена 3D модель вала и втулки.

В качестве примера выбран вал с диаметром отсека $\varnothing 25$ мм для подшипника SKF 6205.

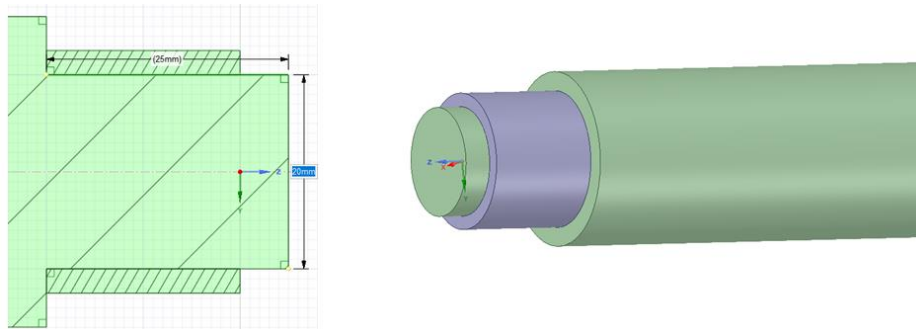


Рис. 1. 3D модель вала и втулки

Для проведения анализа с использованием метода МКЭ на рис. 2 представлена расчетная модель вала и втулки.

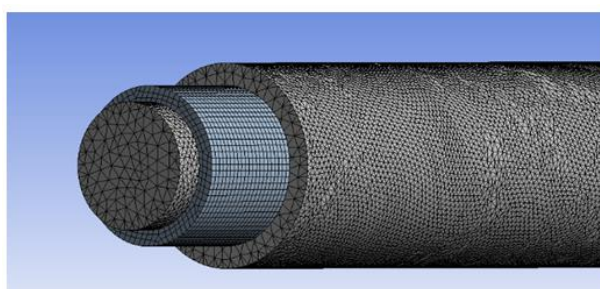


Рис. 2. Расчетная модель вала и втулки

Используемые материалы

В 3D моделях в качестве материалов представлены: алюминиевый сплав для общего назначения и конструкционная сталь общего назначения. Характеристики указанных материалов приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Характеристики материалов

Наименование материала	Плотность, кг/м ³	Предел текучести при растяжении, МПа	Предел текучести при сжатии, МПа	Предел прочности при растяжении, МПа	Коэффициент теплового расширения, С ⁻¹ *10 ⁻⁶
Конструкционная сталь общего назначения	7850	250	250	460	12
Алюминиевый сплав общего назначения	2770	280	280	310	23

Расчеты метода конечных элементов для определения оптимальных посадочных характеристик втулки и вала

- Для определения оптимального натяга созданы три математические модели с использованием втулки внутреннего диаметра, которой составляет: $\varnothing 20_{-11}$, $\varnothing 20_{-20}$, $\varnothing 20_{-29}$.

На рис. 3 – рис. 5 приведены расчеты напряжения, натяжения и деформации вала и втулки для определения оптимального натяга с разными посадочными размерами, которые составляют: $\varnothing 20_{-11}$, $\varnothing 20_{-20}$, $\varnothing 20_{-29}$. А также, определен коэффициент запаса для данного материала втулки и вала.

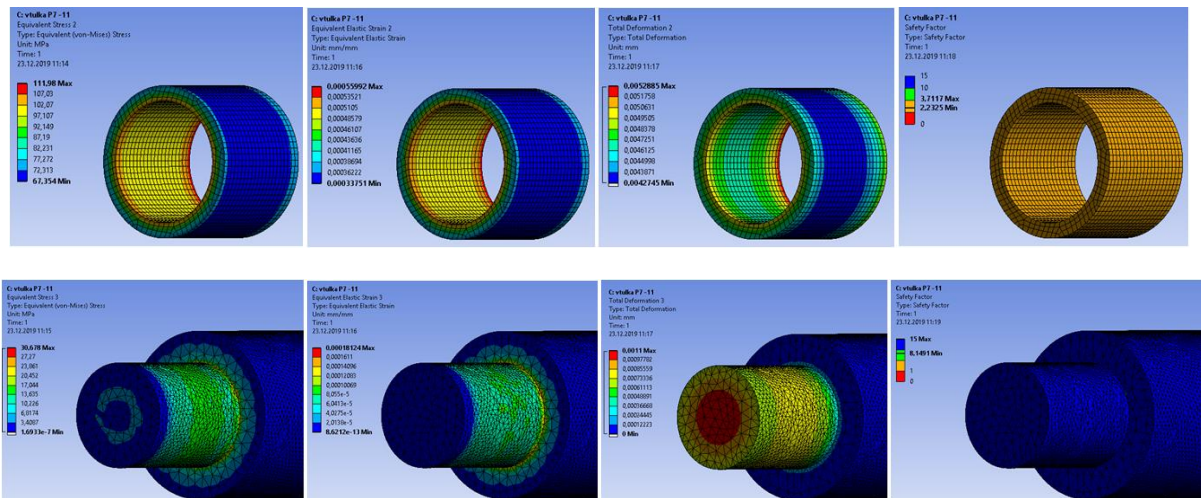


Рис. 3. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса с посадочным размером $\varnothing 20_{-11}$

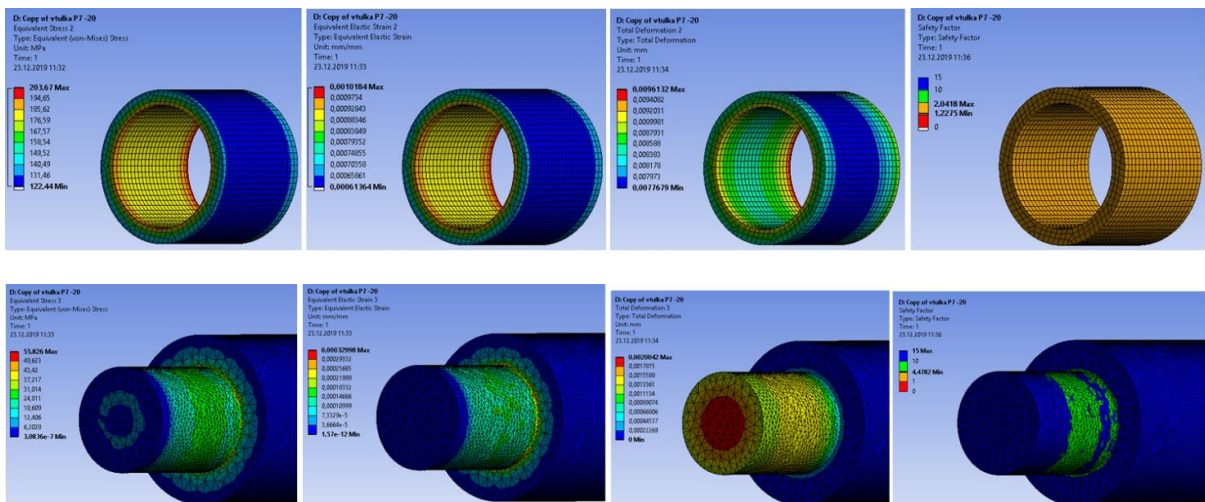


Рис. 4. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса с посадочным размером $\varnothing 20_{-20}$

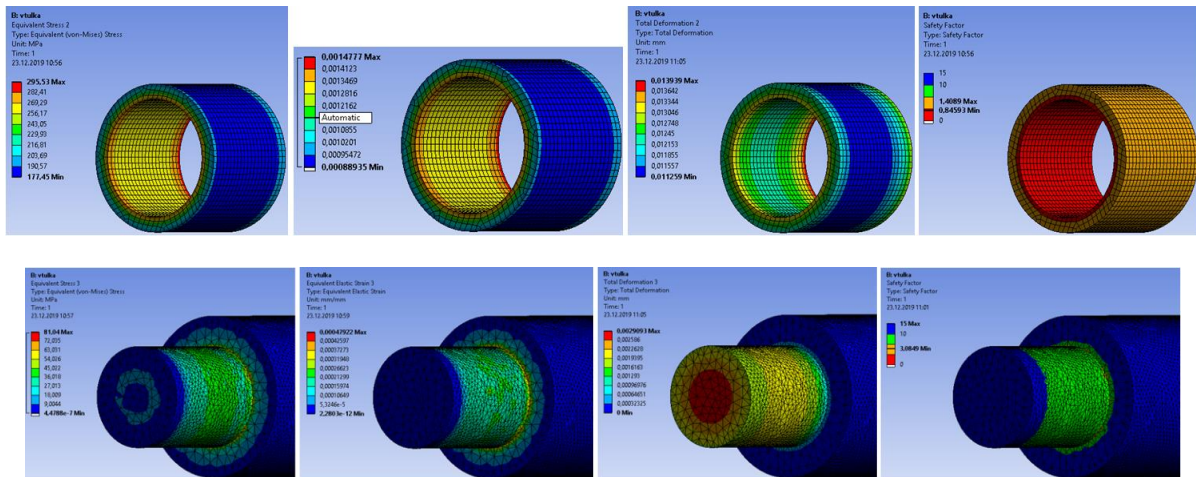


Рис. 5. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса с посадочным размером $\text{Ø}20_{-29}$

- Для анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от диаметра, который составляет: $\text{Ø}15_{-29}$, $\text{Ø}20_{-29}$, $\text{Ø}25_{-29}$.

На рис. 6 – рис. 8 приведены расчеты напряжения, натяжения и деформации вала и втулки для анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от диаметра, который составляет: $\text{Ø}15_{-29}$, $\text{Ø}20_{-29}$, $\text{Ø}25_{-29}$. А также, определен коэффициент запаса для данного материала втулки и вала.

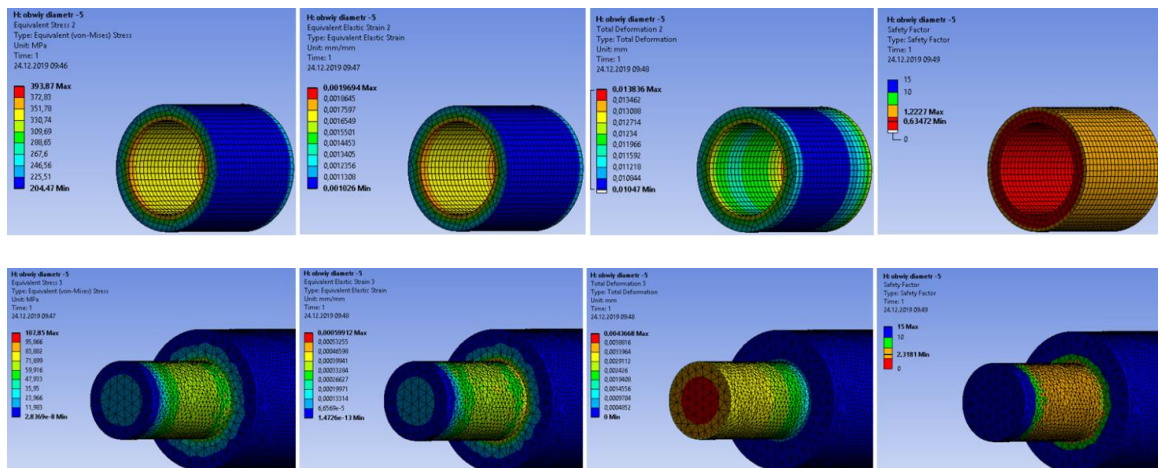


Рис. 6. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса для вала и втулки с диаметром $\text{Ø}15_{-29}$

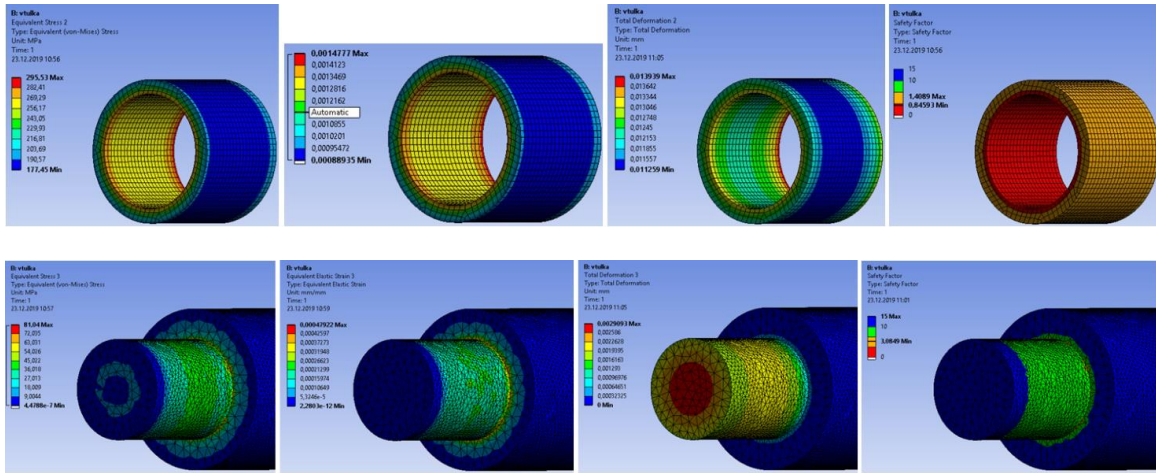


Рис. 7. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса для вала и втулки с диаметром $\varnothing 20_{-29}$

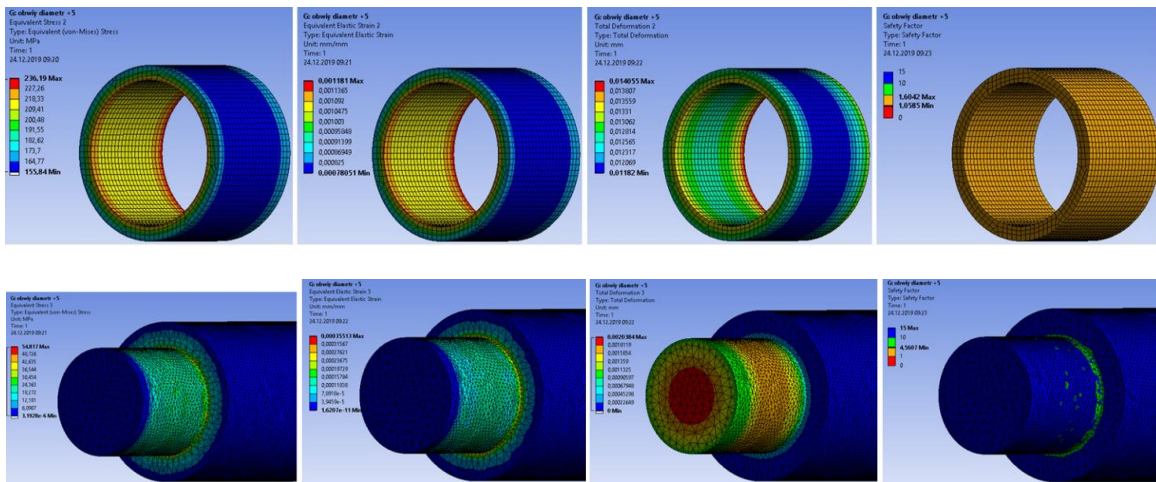
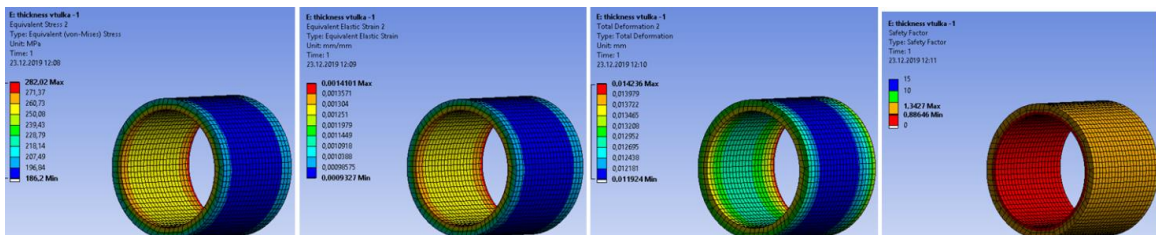


Рис. 8. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса для вала и втулки с диаметром $\varnothing 25_{-29}$

3. Для анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от толщины стенки втулки, которая составляет: 1,5 мм, 2,5 мм, 3,5 мм.

На рис. 9 – рис. 11 приведены расчеты напряжения, натяжения и деформации вала и втулки для анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от толщины стенки втулки, которая составляет: 1,5 мм, 2,5 мм, 3,5 мм. А также, определен коэффициент запаса для данного материала втулки и вала.



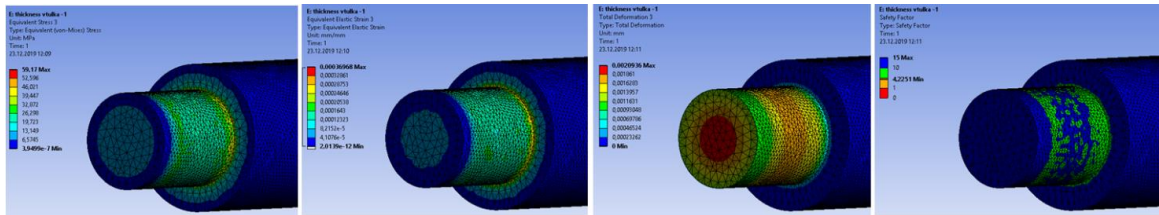


Рис. 9. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса для вала и втулки с толщиной стенки втулки 1,5 мм

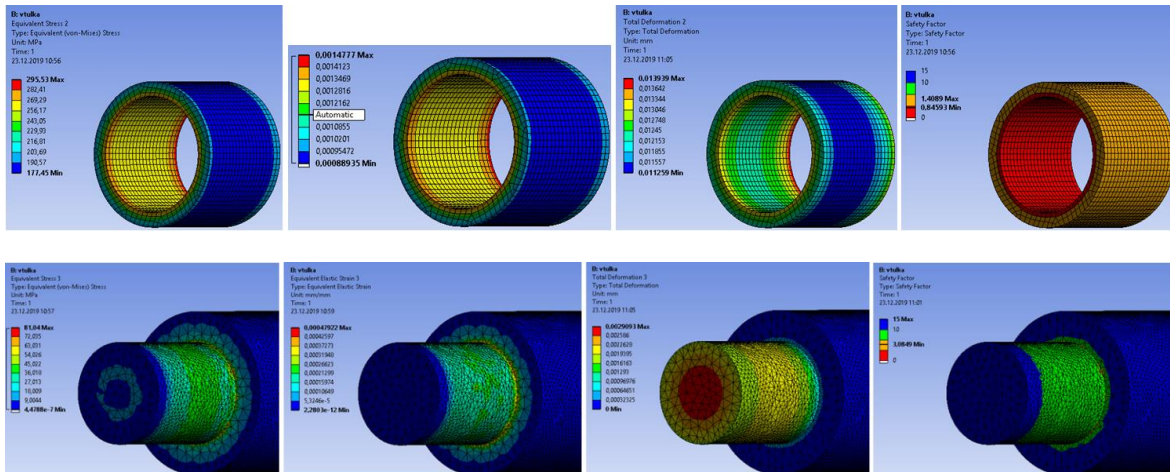


Рис. 10. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса для вала и втулки с толщиной стенки втулки 2,5 мм

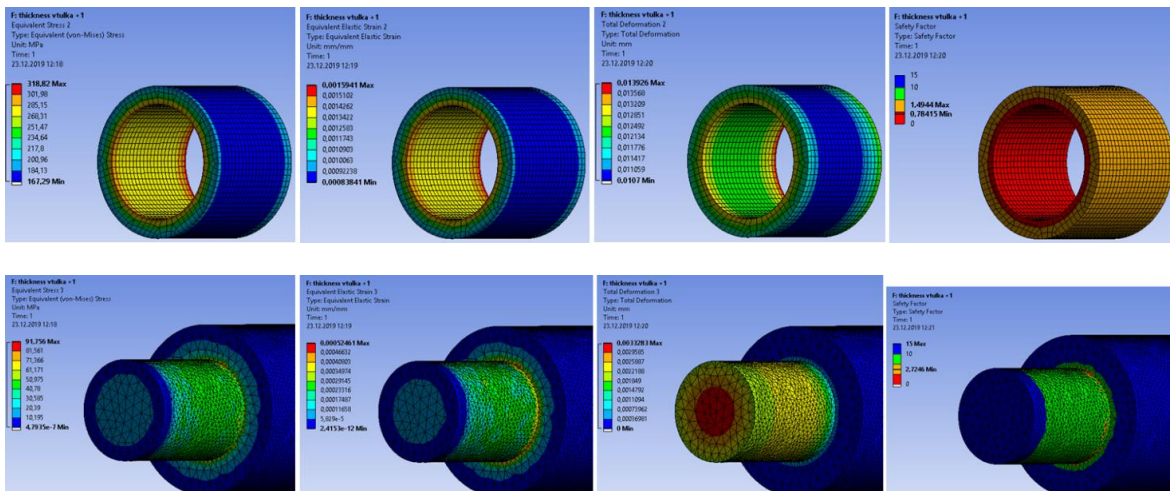


Рис. 11. Расчеты напряжения, натяжения, деформации и коэффициента запаса для вала и втулки с толщиной стенки втулки 3,5 мм

4. Для анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от материала и его температуры.

На рис. 12 – рис. 13 приведені розрахунки напруження, натяження і деформації вала і втулки для аналізу змін посадочних характеристик втулки і вала в залежності від матеріала і його температури. А також, визначено коефіцієнт запасу для даного матеріалу втулки і вала.

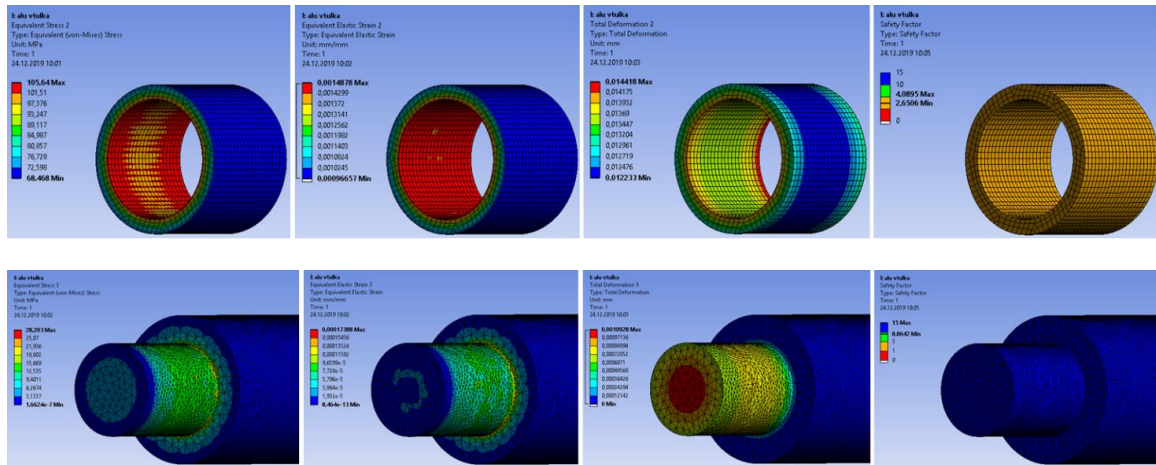


Рис. 12. Розрахунки напруження, натяження, деформації і коефіцієнта запасу для сталюго вала і алюмінієвої втулки

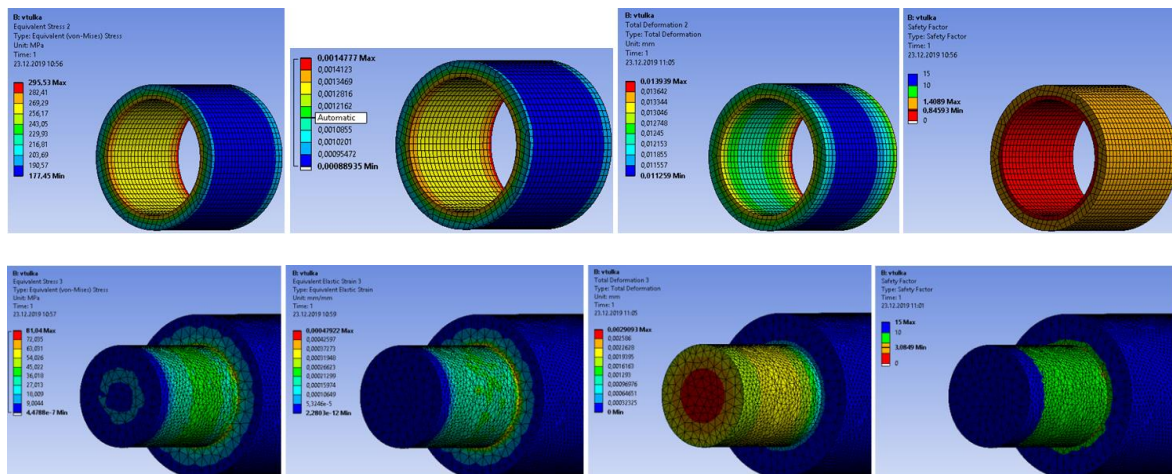
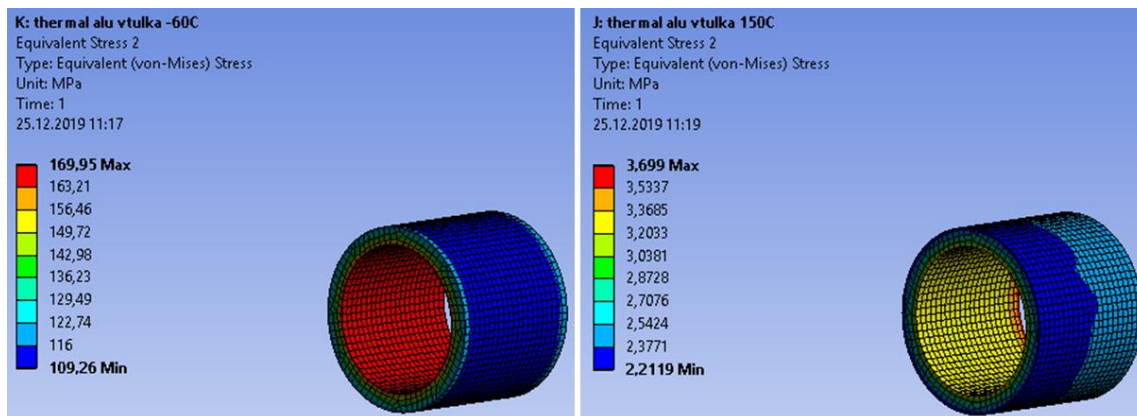
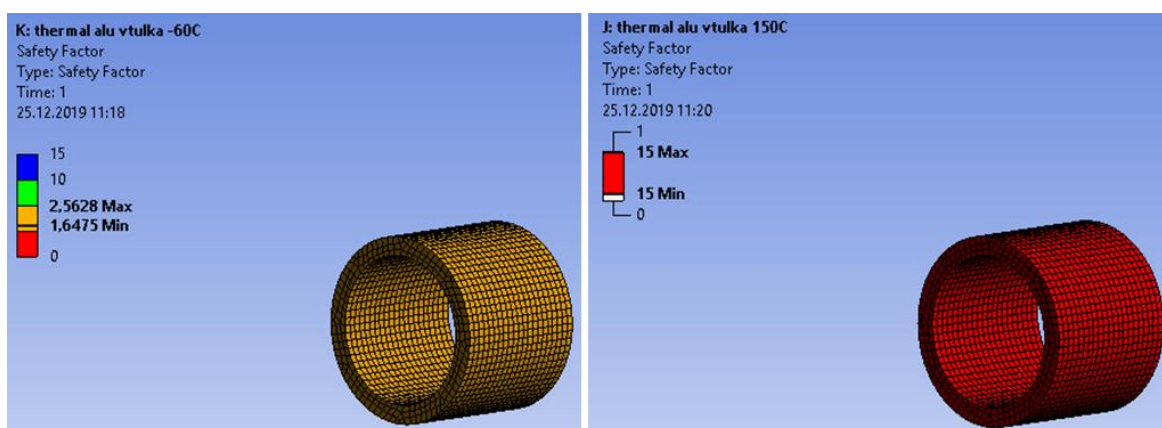


Рис. 13. Розрахунки напруження, натяження, деформації і коефіцієнта запасу для сталюго вала і сталюї втулки

На рис. 14 – рис. 15 розраховано напруження і коефіцієнт запасу для втулки при різних температурних умовах, а саме: -60°C і 150°C .

Рис. 14. Напряжение для втулки при температуре -60°C и 150°C Рис. 15. Коэффициент запаса для втулки при температуре -60°C и 150°C

Результаты расчетов метода конечных элементов

На рис. 16 – рис. 19 показаны результаты расчетов метода конечных элементов втулки и вала по таким параметрам, как напряжение, натяжение, деформация и коэффициент запаса для:

- определения оптимального натяга с разными посадочными размерами;
- анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от диаметра;
- анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от толщины стенки втулки;
- анализа изменений посадочных характеристик втулки и вала в зависимости от материала и его температуры.

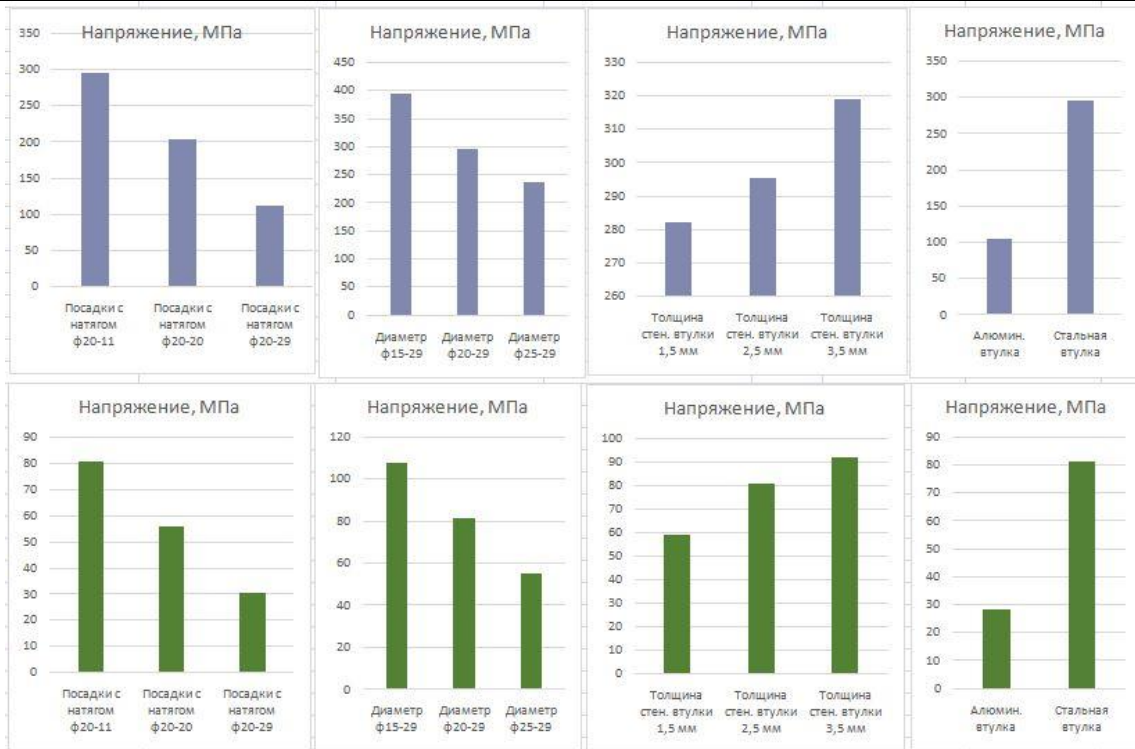


Рис. 16. Результаты расчетов метода конечных элементов втулки и вала по параметру напряжение

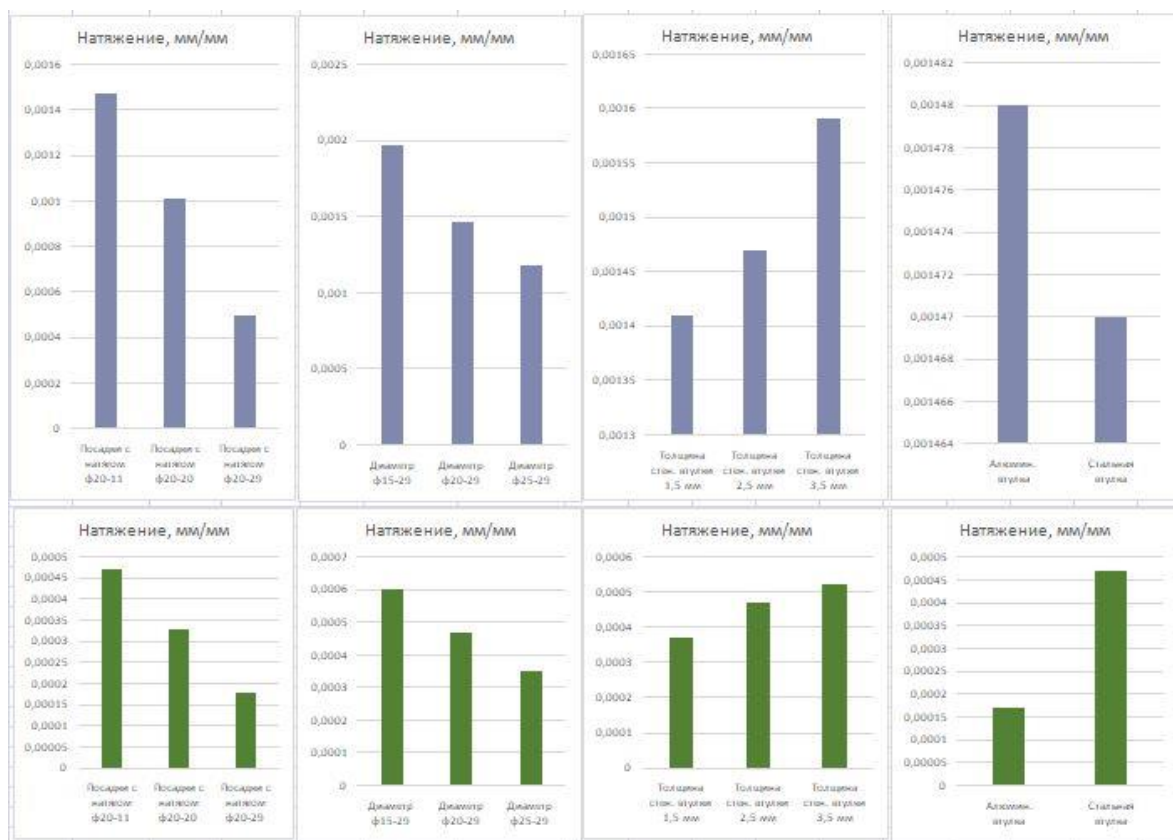


Рис. 17. Результаты расчетов метода конечных элементов втулки и вала по параметру натяжение



Рис. 18. Результаты расчетов метода конечных элементов втулки и вала по параметру деформация

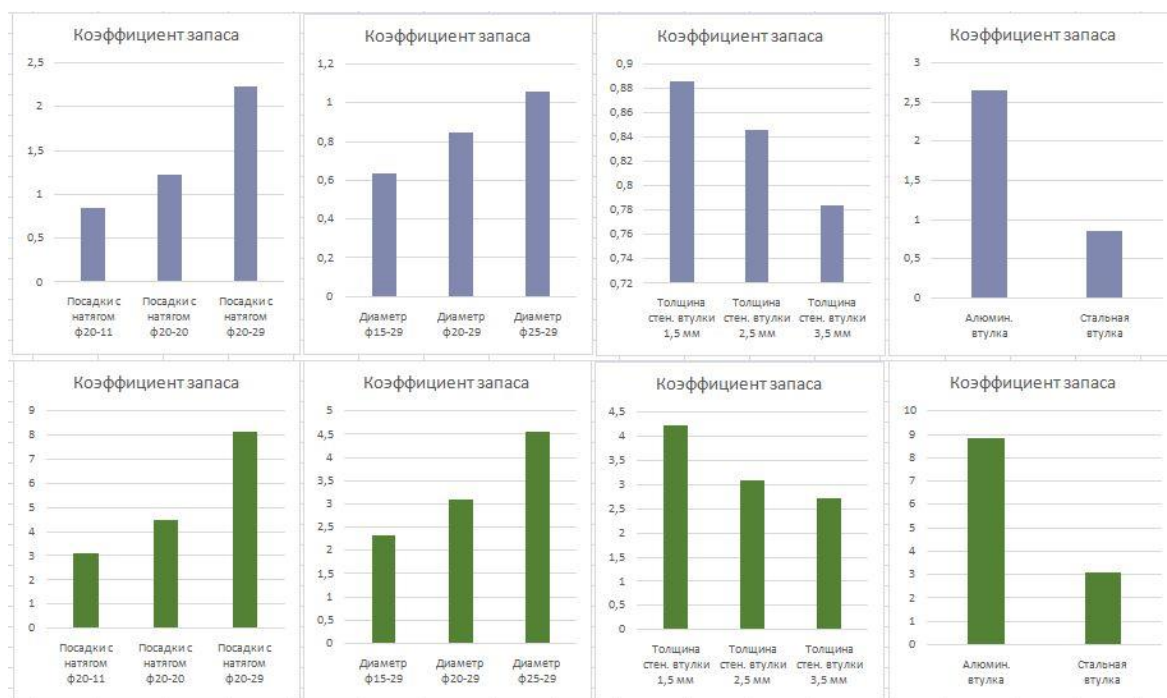


Рис. 19. Результаты расчетов метода конечных элементов втулки и вала по параметру коэффициент запаса

Выводы

1. Рекомендованная посадка *h8-P7* довольно подходит для такого типа ремонта вала. Однако в высоких толерансах обработки втулки *P7* зна-

- чение коэффициента запаса приближается к 1. А в низких толерансах обработки значение напряжения и натяжения значительно падает, и это может привести к скольжению втулки по валу, особенно в разных температурных условиях или работы вала под нагрузкой.
2. При уменьшении диаметра, параметры напряжение и натяжение увеличиваются, а именно при диаметре $\varnothing 15_{-29}$ (-29 мкм является максимальным допуском для диаметра $\varnothing 18 - \varnothing 30$) коэффициент запаса составляет 0,65. Это значит, что вероятность разрушения втулки очень высокая. Посадочные допуски *h8-P7* должны соответствовать именно обрабатываемому диаметру. При маленьких диаметрах рекомендуется обращать особое внимание на обработку деталей, а также обрабатывать детали в средних значениях зоны допуска.
 3. При увеличении толщины стенки втулки увеличиваются напряжение и натяжение, а также уменьшается коэффициент запаса. Данные изменения происходят во внутренних слоях втулки. Чем толще наружные слои, тем больше ими осуществляется поддержка втулки. Таким образом, увеличение толщины стенки втулки имеет положительный эффект. Но, перед обработкой вала стоит учитывать обновленные расчеты сопротивления по диаметру обработанного вала, а не наружного диаметра втулки.
 4. При использовании алюминиевой втулки для стального вала наблюдается невысокое значение напряжения, но высокое значение натяжения. Это может привести к скольжению втулки по валу. Из-за разности коэффициентов температурного расширения, при высоких температурах идет потеря контакта вала и втулки, а при низких температурах коэффициент запаса значительно падает. При работе в широких температурных диапазонах не рекомендуется использование втулки и вала разных материалов.

Список использованной литературы

1. *Толбатов А. А.* Сопротивление материалов / А. А. Толбатов. – Белгород: Белгородский государственный Технологический университет (БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2006. – 253 с.
2. *Carlos M. S. Vicente.* Failure analysis of a coupled shaft from a shredder / Carlos M.S. Vicente, Manuel Sardinha, Luis Reis. // *Engineering Failure Analysis.* – 2019. – №103. – С. 384–391.
3. The effects of coupling mechanisms on the dynamic analysis of composite shaft / Kwangchol Ri, Kwangnam Choe, Poknam Han, Qingshan Wang. // *Composite Structures.* – 2019. – №224. – С. 111040.
4. *Bernd Engel.* An Integrated Reverse Engineering and Failure Analysis Approach for Recovery of Mechanical Shafts / Bernd Engel, Sara Salman Hassan Al-Maeeni. // *ScienceDirect.* – 2019. – №81. – С. 1083–1088.

5. Fracture failure analysis and research on drive shaft of positive displacement motor / Yang Liu, Zhanghua Lian, Chengyu Xia etc.]. // Engineering Failure Analysis. – 2019. – №106. – С. 104–145.