

Машиностроение и машиноведение

УДК 62-233.3/.9

Оценка напряженного состояния в зоне силового контакта деталей машин методом конечных элементов по различным теориям прочности

М.Н. Захаров, И.В. Магнитский, А.В. Медовщиков

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Assessment of stress state in the machine components force contact zone using the finite element method according to various strength theories

M.N. Zakharov, I.V. Magnitsky, A.V. Medovshchikov

Bauman Moscow State Technical University

Во всех сферах машиностроения применяют детали, работающие в условиях силового контактного взаимодействия. Для решения контактной задачи используют герцевскую теорию контактного взаимодействия, а полученные напряжения называют герцевскими. Значения этих напряжений чаще всего в несколько раз превышают предел прочности материала. В связи с этим нельзя судить о прочности материала, опираясь на такие классические механические характеристики, как пределы текучести и прочности. Однако с появлением численных методов для оценки напряженно-деформированного состояния появилась возможность получения поля напряжений и пересчета его в эквивалентное напряженное состояние. Чтобы найти подходящее условие контактной прочности, проведен численный расчет контактного взаимодействия деталей с применением метода конечных элементов. По полученным в численном расчете полям напряжений определены эквивалентные напряжения по известным теориям прочности. Выполнен анализ результатов исследования. Предложен возможный подход к оценке контактной прочности.

EDN: TPRRLE, <https://elibrary/tprrle>

Ключевые слова: контактная прочность, контактное взаимодействие, численный анализ

Components operating under the force contact interaction are used in all areas of the mechanical engineering. The Hertzian theory of contact interaction is applied to solve the contact problem, and the resulting stresses are called the Hertzian stresses. These stresses values are most often several times higher than the material tensile strength. In this regard, it is impossible to judge the material strength based on such classical mechanical characteristics as yield and tensile strength. However, with the advent of numerical methods in assessing

the stress-strain state, it becomes possible to obtain the stress field and convert it into the equivalent stress state. To find the contact strength suitable condition, the components' contact interaction was numerically calculated using the finite element method. Based on the stress fields obtained in the numerical calculation, equivalent stresses were determined according to the known strength theories. Research results were analyzed. The paper proposes a possible approach to assessing the contact strength.

EDN: TPRRLE, <https://elibrary/tprrle>

Keywords: contact strength, contact interaction, numerical analysis

В машиностроительных изделиях отдельные детали, как правило, работают в условиях циклического контактного взаимодействия [1]. Типичной причиной отказа таких деталей является усталостное разрушение, характеризующееся появлением на поверхности контакта ямок выкрашивания [2].

Методики прогнозирования ресурса деталей, работающих в указанных условиях, базируются на условии контактной выносливости

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H. \quad (1)$$

Здесь σ_H — действующее контактное напряжение; $[\sigma]_H$ — критическое контактное напряжение (предел контактной выносливости).

В выражении (1):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{FE^*}{\pi Rl}},$$

где F — сила поджатия; E^* — приведенный модуль упругости; R — приведенный радиус кривизны; l — длина линии контакта.

Параметр $[\sigma]_H$ из выражении (1) определяют по усталостным кривым для конкретного материала с учетом множества факторов, влияющих на контактную выносливость. Такой подход, хорошо зарекомендовавший себя на практике, применяют практически для всех расчетов деталей машин, работающих в условиях контактного взаимодействия.

Ввиду частого отсутствия усталостных кривых при контактном взаимодействии для их получения обычно проводят продолжительные испытания деталей на соответствующих машинах. Следует отметить, что предел контактной выносливости $[\sigma]_H$ значительно превышает предел выносливости при изгибе σ_{-1} [3]. В связи с этим представляется актуальным разработать подход к получению усталостных кривых, основанный на широко применяемых характеристиках материалов.

Цель работы — получить поле напряжений в области контакта двух цилиндрических тел (ЦТ) и свести его в эквивалентное напряженное

состояние, используя различные теории прочности.

В настоящее время для решения задач механики широко применяют метод конечных элементов, реализованный во многих прикладных программах. Одна из них — ANSYS Workbench — получила наибольшее распространение в инженерных расчетах. С помощью этой программы численно решена задача контакта двух ЦТ и построено поле напряжений при сложном напряженном состоянии.

Постановка задачи. Расчет полей напряжений в трехмерной постановке проводили в программной среде ANSYS Workbench R19.2.

В качестве объектов исследования рассматривали два толстостенных соосных ЦТ, оптимальную толщину которых подбирали так, чтобы в объеме материала реализовывалось плоское деформированное состояние.

При малой толщине ЦТ в материале возникает плоское напряженное состояние. При этом нет смысла моделировать бесконечно длинные ЦТ, так как данный подход увеличивает вычислительную сложность задачи.

Поэтому для получения необходимого напряженного состояния была выбрана такая ширина образцов, при которой в центре площадки контакта возникает плоское деформированное состояние. Контакт между телами происходил по их общей образующей. Вследствие симметрии расчетного случая моделирование выполняли в трехмерной постановке на 1/4 объема тел.

Наружный диаметр смоделированных ЦТ составлял 37,35 мм, диаметр отверстия — 12 мм. При таких значениях диаметров плоское деформированное состояние возникало при толщине ЦТ, равной 8 мм.

Граничные условия, использованные при моделировании контакта двух ЦТ, показаны на рис. 1. На поверхности А перемещения вдоль оси X приравнивали к нулю с целью создания условий симметрии задачи. На поверхности В

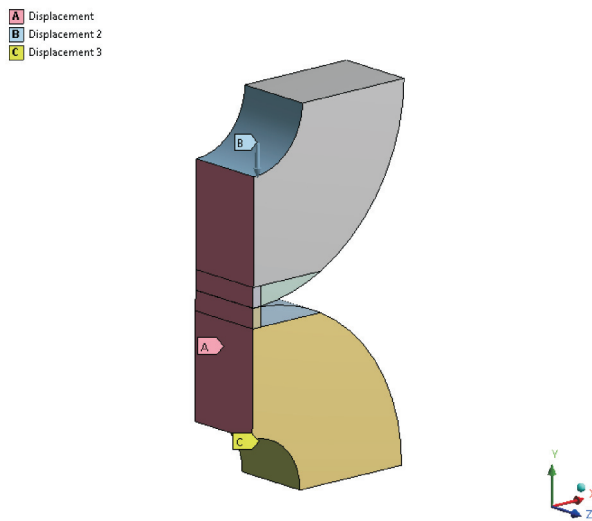


Рис. 1. Модель контактирования двух ЦТ с граничными условиями

отверстия верхнего тела запрещали осевые перемещения вдоль оси Z , а радиальные задавали так, чтобы происходило прижатие тел друг к другу. Поверхность C отверстия нижнего объекта полностью фиксировали.

Контакт между телами задавали условием Frictionless. Чтобы в начале расчета смоделированные ЦТ точно находились в контакте, использовали настройку Add offset. Вдоль всей линии контакта ЦТ применяли настройку pin-ball region, благодаря которой вручную задавали конкретную область, где был возможен контакт двух тел.

Также была отключена возможность небольшого проскальзывания в зоне контакта. Объекты исследования не вращались, нагружение происходило вдоль линии контакта между ними. При моделировании ЦТ между их поверхностями выдерживали небольшой зазор, чтобы при расчете в начальный момент времени не возникало непосредственного контакта.

Далее задавали смещение, и ЦТ входили в контакт. Так как при решении контактных задач необходимо знать силу, с которой ЦТ давят друг на друга, определяли реакции нижнего ЦТ. При заданном смещении реакция $F = 1660$ Н.

Расчетную сетку строили с помощью 20-узловых кубических элементов SOLID186, что обеспечивало наибольшую точность вычислений. Так как зона контакта была намного меньше габаритных размеров деталей, требовался очень маленький шаг разбиения сетки, что усложняло задачу.

Для ее упрощения в области контакта размер сетки уменьшили до такой степени, чтобы обеспечить сходимость решения контактной задачи, а уровень контактных напряжений стабилизировался и не менялся при дальнейшем снижении размера сетки. Вне зоны контакта сетка была достаточно крупной, чтобы не разрушать упругие связи в материале смоделированных ЦТ.

В качестве материала смоделированных тел использовали алюминиевый сплав 6061-Т6 [4].

Характеристики алюминиевого сплава 6061-Т6

Предел текучести σ_T , МПа	280
Предел прочности σ_B , МПа	310
Модуль Юнга E , МПа	71 000
Коэффициент Пуассона μ	0,33
Модуль упрочнения E_T , МПа	700
Коэффициент пластичности материала χ	0,9
Предел выносливости, МПа:	
при изгибе σ_{-1}	110
при симметричном цикле τ_{-1}	90
при пульсационном цикле σ_0	180

Далее по результатам численного расчета получали напряженное состояние и пересчитывали его в эквивалентное напряженное с помощью различных теорий прочности.

В теории энергии формоизменения или четвертой теории прочности [5], являющейся одним из самых распространенных подходов к анализу сложных напряженных состояний, для определения эквивалентного напряжения предложено использовать выражение

$$\sigma_e^{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (2)$$

где σ_1 , σ_2 , σ_3 — главные напряжения.

В теории прочности Треска — Сен-Венана или третьей теории прочности [5], не менее широко применяемой в машиностроении, эквивалентное напряжение имеет вид

$$\sigma_e^{III} = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (3)$$

Ввиду указанной разницы между пределами контактной выносливости и выносливости при изгибе целесообразно рассмотреть следующие теории, учитывающие различное поведение материала при растяжении и сжатии.

В теории прочности Писаренко — Лебедева [6] для вычисления эквивалентного напряжения использована формула

$$\sigma_e^{PI} = \chi\sigma_i + (1-\chi)\sigma_1, \quad (4)$$

где χ — коэффициент пластичности материала, $\chi = \sigma_B^p / \sigma_B^{сж}$ (σ_B^p и $\sigma_B^{сж}$ — временное сопротивление при растяжении и сжатии); σ_i — интенсивность напряжений, определяемых по выражению (2).

В теории прочности Боткина — Миролюбова [7] формула для определения эквивалентного напряжения имеет вид

$$\sigma_e^{BM} = 3(1-\chi)\sigma_m + \frac{(1+\chi)\sigma_i}{2}, \quad (5)$$

где σ_m — среднее напряжение,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}.$$

В теории прочности Сдобырева [8] эквивалентное напряжение вычисляют как

$$\sigma_e^C = \frac{\sigma_1 + \sigma_i}{2}. \quad (6)$$

В теории прочности Баландина, являющейся некоторой модификацией теории Боткина — Миролюбова [9], эквивалентное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_e^B = 3(1-\chi)\sigma_m + \frac{\sigma_i^2}{\sigma_T}, \quad (7)$$

где σ_T — предел текучести материала при растяжении.

За рубежом наибольшее распространение получили подходы, учитывающие предел выносливости материала при изгибе σ_{-1} и иногда при сдвиге в условиях симметричного цикла τ_{-1} .

В теории прочности Дж. Сайниса (G. Sines) [10] для вычисления эквивалентного напряжения предложено использовать выражение

$$\sigma_e^S = \sigma_i + \alpha_S \sigma_m, \quad (8)$$

где α_S — константа материала,

$$\alpha_S = \frac{\sqrt{2}}{3} \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0}.$$

В теории прочности А. Капинтери (A. Carpinteri) [11] формула для расчета эквивалентного напряжения имеет вид

$$\sigma_e^{Car} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \tau_{max}\right)^2}, \quad (9)$$

где σ_{max} и τ_{max} — максимальное нормальное и касательное напряжение.

Далее приведены результаты численного анализа напряженного состояния при контакном взаимодействии ЦТ, полученные с помощью указанных теорий прочности.

Результаты расчета. Сначала проводили расчет в соответствии с изложенной моделью в упругой постановке.

Анализ полей эквивалентных напряжений, полученных с помощью критериальных соотношений (2)–(5), (7) и (8), показал, что их максимальные значения достигаются вблизи боковой поверхности (рис. 2, а). Для критериальных соотношений (6) и (9) максимальные значения эквивалентных напряжений наблюдаются в центре площадки контакта на поверхности образца (рис. 2, б).

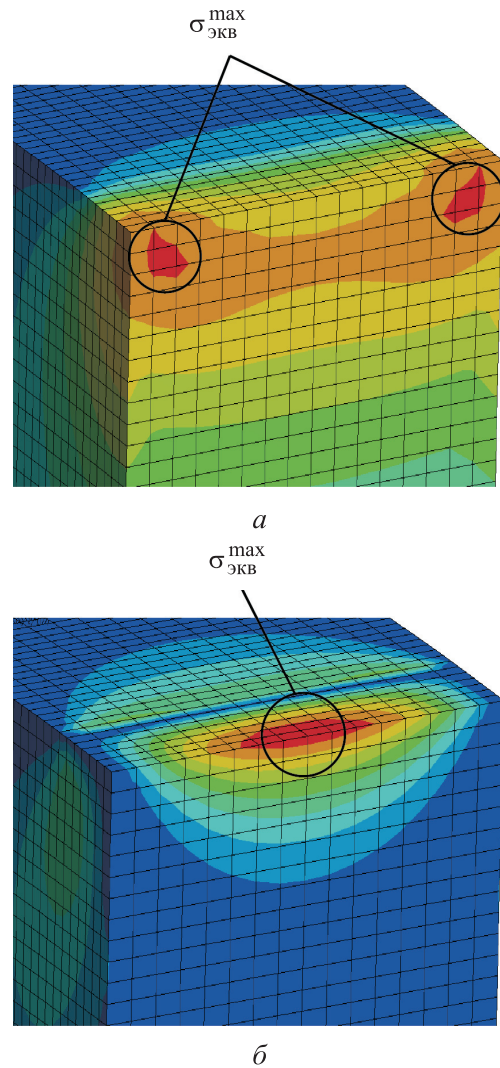


Рис. 2. Поля максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{экв}^{max}$, полученные с помощью различных критериальных соотношений: а — (2)–(5), (7) и (8); б — (6) и (9)

Вместе с тем известно [12], что усталостное разрушение вследствие действия контактных напряжений в основном происходит под поверхностью на некоторой глубине почти по всей ширине. Эти сведения дают основание полагать, что при моделировании не был учтен один из важных факторов. Наиболее вероятным вариантом представляется несоответствие упругой постановки реальным условиям.

Так, при эксплуатации элементов, работающих в условиях контактного взаимодействия, в первом цикле нагружения происходят пластические деформации в областях, где возникают максимальные эквивалентные напряжения. Это приводит к искажению полей напряжений в дальнейших циклах со снижением их максимальных значений и смещением зон реализации последних.

Чтобы проверить влияние указанного фактора на поля напряжений, моделировали пластическое поведение материала тел. Диаграмму нагружения материала рассматривали как билинейную, используя теорию билинейного кинематического упрочнения [13].

При задании граничных условий учитывали преднагружение с помощью перемещения, задаваемого на поверхности В (см. рис. 1). Исследуемые ЦТ оставались неподвижными. На первой итерации расчета задавали такое перемещение, при котором начиналось пластическое деформирование в материале. Далее ЦТ разъединяли, и на второй итерации задавали такое же перемещение, которое было при расчете в упругой постановке.

Анализ результатов расчетов показал, что эквивалентные напряжения, полученные с по-

Результаты расчета эквивалентных напряжений с учетом истории преднагружения

Параметр	Значение, МПа	Параметр	Значение, МПа
σ_e^{IV}	320	σ_e^C	200
σ_e^{III}	320	σ_e^B	165
σ_e^{II}	290	σ_e^S	284
σ_e^{BM}	256	σ_e^{Car}	242

мощью критериальных соотношений (2)–(4), (8) и (9), достигают максимальных значений по всей длине контактирующих ЦТ, причем часто на небольшой глубине под их поверхностью, что имеет хорошее сходжение с литературными данными.

Максимальные значения эквивалентных напряжений, определенные по различным теориям прочности, с учетом истории преднагружения приведены в таблице. Видно, что некоторые из них различаются в 2 раза, что требует проведения исследований по верификации критериев на основе экспериментальных данных.

Для рассматриваемого случая напряжения Герца составляют 530 МПа. Полученные распределения эквивалентных напряжений отличаются от таковых при упругой постановке. Соответствующие методы являются допустимыми лишь в качестве условных инженерных подходов, которые настраивают на применяемые материалы и объекты с помощью эмпирических коэффициентов (т. е. использование для задач другого класса сомнительное).

Для упругой постановки расчета при всех рассмотренных теориях прочности получены всего два вида полей эквивалентных напряже-

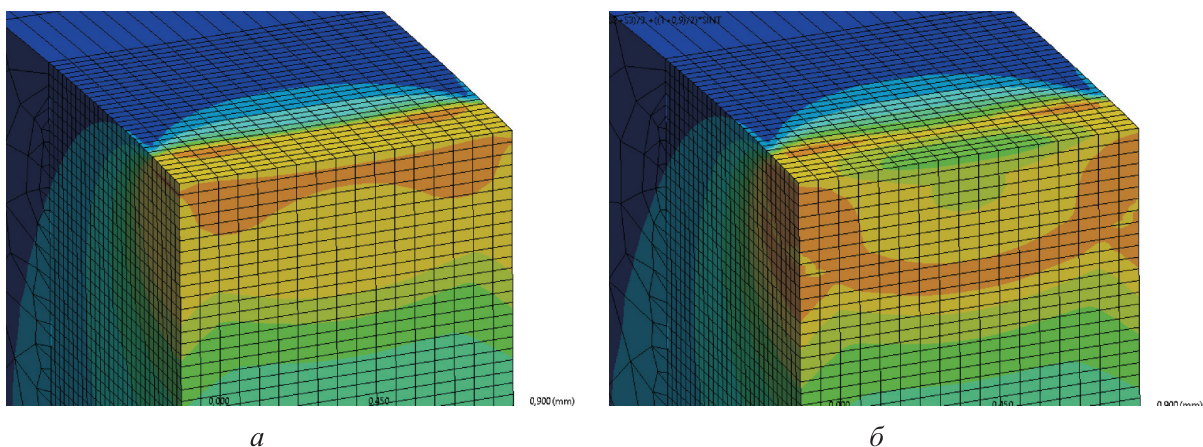


Рис. 3 (начало). Поля эквивалентных напряжений, полученные с помощью различных критериальных соотношений:
а — (2) и (3); б — (5), (6) и (8)

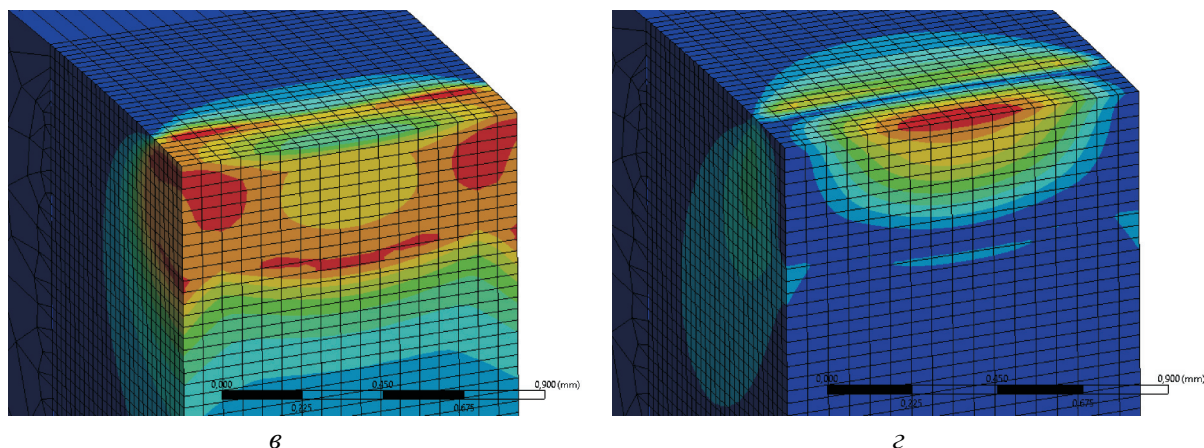


Рис. 3 (окончание). Поля эквивалентных напряжений, полученные с помощью различных критериальных соотношений:
 в — (4) и (7); г — (9)

ний. При учете пластических деформаций поля напряжений меняют характер, и некоторые теории прочности начинают давать другой вид поля эквивалентных напряжений.

При расчете по классическим критериальным соотношениям (2) и (3) получены одинаковые поля эквивалентных напряжений, где их максимальные значения достигнуты на небольшой глубине в материале. При этом они практически постоянные по всей ширине, чего не наблюдалось при упругой постановке. Поля эквивалентных напряжений, построенные с помощью различных критериальных соотношений, показаны на рис. 3, а–г.

Для критериальных соотношений (4) и (7) поля эквивалентных напряжений (см. рис. 3, в) по форме похожи на таковые, показанные на рис. 3, б. Однако ближе к центру есть увеличение значений напряжений, и появляются их локальные концентраторы.

Выводы

1. Построена конечно-элементная модель контактирования двух ЦТ. Выбрана оптималь-

ная толщина, при которой в области контакта реализовано плоское деформированное состояние. Полученное по результатам численного расчета напряженное состояние пересчитано в эквивалентное с помощью различных критериальных соотношений.

2. Установлено, что для получения достоверных полей эквивалентных напряжений в условиях контактного взаимодействия ЦТ необходимо учитывать пластические деформации в материале, возникающие только в первом цикле нагружения.

3. Среди рассмотренных теорий прочности наибольший интерес представляют четвертая и третья, так как распределение напряжений при их использовании лучше всего соответствует предполагаемому, при котором и происходит усталостное разрушение. Разброс максимальных значений эквивалентных напряжений, полученных с помощью различных критериальных соотношений, достигает двух раз, что не позволяет выбрать из них наилучший. Окончательный выбор возможен только после проведения экспериментальной верификации расчетов.

Литература

- [1] Ghaednia H., Wang X., Saha S. et al. A review of elastic–plastic contact mechanics. *Appl. Mech. Rev.*, 2017, vol. 69, no. 6, art. 060804, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4038187>
- [2] Sadeghi F., Jalalahmadi B., Slack T.S. et al. A review of rolling contact fatigue. *J. Tribol.*, 2009, vol. 131, no. 4, art. 041403, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3209132>
- [3] Furuya Y., Nishikawa H., Hirukawa H. et al. Catalogue of NIMS fatigue data sheets. *Sci. Technol. Adv. Mater.*, 2019, vol. 20, no. 1, pp. 1055–1072, doi: <https://doi.org/10.1080/14686996.2019.1680574>
- [4] *Military handbook. Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures*. USA Department of defense, 1998. 2396 p.

- [5] Потапова Л.Б., Ярцев В.П. *Механика материалов при сложном напряженном состоянии*. Москва, Машиностроение-1, 2005. 244 с.
- [6] Лебедев А.А. Развитие теорий прочности в механике материалов. *Проблемы прочности*, 2010, № 5, с. 127–146.
- [7] Андреева Ю.Д., Магнитский И.В. Требования к техническому обеспечению измерений локальных упругих характеристик УУКМ методом индентирования. *Ключевые тренды в композитах: наука и технологии*. Москва, Диона, 2019, с. 30–36.
- [8] Калинин А.Л. Применение модифицированных условий пластичности для расчета безопасных давлений на грунты земляного полотна. *Magazine of Civil Engineering*, 2013, № 4, с. 35–45.
- [9] Кадомцева Е.Э., Бескопыйный А.Н. Расчет на прочность армированных балок с заполнителем из бимодульного материала с использованием различных теорий прочности. *Инженерный вестник Дона*, 2013, т. 27, № 4. URL: http://www.ivdon.ru/uploads/article/pdf/R_105_Kadomtseva.pdf_2125.pdf
- [10] Sines G., Ohgi G. Fatigue criteria under combined stresses or strains. *J. Eng. Mater. Technol.*, 1981, vol. 103, no. 2, pp. 82–90, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3224995>
- [11] Carpinteri A., Spagnoli A., Vantadori S. Multiaxial fatigue assessment using a simplified critical plane-based criterion. *Int. J. Fatigue*, 2011, vol. 33, no. 8, pp. 969–976, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2011.01.004>
- [12] Bhat S., Patibandla R. Metal fatigue and basic theoretical models: a review. In: *Alloy steel-properties and use*. InTech Open, 2011, vol. 22, pp. 204–245, doi: <https://doi.org/10.5772/28911>
- [13] Sharma A., Jackson R.L. A finite element study of an elasto-plastic disk or cylindrical contact against a rigid flat in plane stress with bilinear hardening. *Tribol. Lett.*, 2017, vol. 65, no. 3, art. 112, doi: <https://doi.org/10.1007/s11249-017-0894-9>

References

- [1] Ghaednia H., Wang X., Saha S. et al. A review of elastic–plastic contact mechanics. *Appl. Mech. Rev.*, 2017, vol. 69, no. 6, art. 060804, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4038187>
- [2] Sadeghi F., Jalalahmadi B., Slack T.S. et al. A review of rolling contact fatigue. *J. Tribol.*, 2009, vol. 131, no. 4, art. 041403, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3209132>
- [3] Furuya Y., Nishikawa H., Hirukawa H. et al. Catalogue of NIMS fatigue data sheets. *Sci. Technol. Adv. Mater.*, 2019, vol. 20, no. 1, pp. 1055–1072, doi: <https://doi.org/10.1080/14686996.2019.1680574>
- [4] *Military handbook. Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures*. USA Department of defense, 1998. 2396 p.
- [5] Potapova L.B., Yartsev V.P. *Mekhanika materialov pri slozhnom napryazhennom sostoyanii* [Mechanics of materials under complex stressed state]. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2005. 244 p. (In Russ.).
- [6] Lebedev A.A. Development of strength theories in mechanics of materials. *Problemy prochnosti*, 2010, no. 5, pp. 127–146. (In Russ.).
- [7] Andreeva Yu.D., Magnitskiy I.V. [Requirements to c/c composite local elastic properties measurement hardware using indentation technics]. *Klyuchevye trendy v kompozitakh: nauka i tekhnologii* [Key trends in composites: science and technology]. Moscow, Diona Publ., 2019, pp. 30–36. (In Russ.).
- [8] Kalinin A.L. Application of modified yield criteria for calculation of safe pressures on the subgrade soil. *Magazine of Civil Engineering*, 2013, no. 4, с. 35–45. (In Russ.).
- [9] Kadomtseva E.E., Beskopylnyy A.N. Calculation of the strength of reinforced beams with an aggregate of bimodulus of elasticity material with the use of different theories of strength. *Inzhenernyy vestnik Dona* [Engineering Journal of Don], 2013, vol. 27, no. 4. URL: http://www.ivdon.ru/uploads/article/pdf/R_105_Kadomtseva.pdf_2125.pdf (in Russ.).
- [10] Sines G., Ohgi G. Fatigue criteria under combined stresses or strains. *J. Eng. Mater. Technol.*, 1981, vol. 103, no. 2, pp. 82–90, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3224995>

- [11] Carpinteri A., Spagnoli A., Vantadori S. Multiaxial fatigue assessment using a simplified critical plane-based criterion. *Int. J. Fatigue*, 2011, vol. 33, no. 8, pp. 969–976, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2011.01.004>
- [12] Bhat S., Patibandla R. Metal fatigue and basic theoretical models: a review. In: *Alloy steel-properties and use*. InTech Open, 2011, vol. 22, pp. 204–245, doi: <https://doi.org/10.5772/28911>
- [13] Sharma A., Jackson R.L. A finite element study of an elasto-plastic disk or cylindrical contact against a rigid flat in plane stress with bilinear hardening. *Tribol. Lett.*, 2017, vol. 65, no. 3, art. 112, doi: <https://doi.org/10.1007/s11249-017-0894-9>

Статья поступила в редакцию 24.12.2023

Информация об авторах

ЗАХАРОВ Михаил Николаевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: zmn@bmstu.ru).

МАГНИТСКИЙ Илья Владимирович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: magnitsky@bmstu.ru).

МЕДОВЩИКОВ Александр Вадимович — аспирант кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: alexmed@bmstu.ru).

Information about the authors

ZAKHAROV Mikhail Nikolaevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: zmn@bmstu.ru).

MAGNITSKY Ilya Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: magnitsky@bmstu.ru).

MEDOVSHCHIKOV Alexander Vadimovich — Postgraduate, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: alexmed@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Захаров М.Н., Магнитский И.В., Медовщикова А.В. Оценка напряженного состояния в зоне силового контакта деталей машин методом конечных элементов по различным теориям прочности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 6, с. 32–39.

Please cite this article in English as:

Zakharov M.N., Magnitsky I.V., Medovshchikov A.V. Assessment of stress state in the machine components force contact zone using the finite element method according to various strength theories. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 6, pp. 32–39.