

# ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

УДК 531.781.2: 621.835.2

Конев С.В., Кенарь Е.В., Звягина Е.Ю., Огарков Н.Н., Козлов Р.А.

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО КУЛАЧКА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

**Аннотация.** Методом конечных элементов в отечественном программном комплексе WinMachine российской компании «НТЦ АПМ» рассмотрено напряженно-деформированное состояние зажимного устройства – эксцентрикового кулачка. Проверено соответствие решения в указанном программном комплексе теоретическому решению задачи Герца. Показана динамика изменения картин напряжений в пятне контакта цилиндра кулачка с опорной плоскостью в зависимости от размеров пятна контакта: рост максимальных контактных напряжений при уменьшении ширины площадки носит гиперболический характер. В иллюстрациях представлены карты эквивалентных напряжений в цилиндре и рукоятке эксцентрика по теории наибольших касательных напряжений и карты коэффициентов запаса прочности. Получены рекомендации по улучшению геометрии кулачка для снижения контактных напряжений при повышенных усилиях зажима посредством выполнения на торцах цилиндра эксцентрика вблизи его наибольшего диаметра кольцеобразных поясков, ущемляющих цилиндр эксцентрика. Также диаметр оси эксцентрика предложено выполнять увеличенным до 40-50% величины его наружного диаметра. Таким образом, настоящая работа направлена на решение вопроса оптимизации напряженно-деформированного состояния цилиндрических тел, упруго контактирующих с плоскостью. В качестве технического примера рассмотрено напряженно-деформированное состояние эксцентрикового зажимного устройства.

**Ключевые слова:** кулачок, эксцентрик, метод конечных элементов, задача Герца, карты напряжений и деформаций

В связи с возможностью воспроизведения почти любого заданного закона движения, в том числе и с остановками различной продолжительности, кулачковые механизмы получили широкое распространение в технике. Кулачковые механизмы применяются в двигателях внутреннего сгорания, в текстильных и полиграфических машинах, в машинах-автоматах различного назначения, в разнообразных приборах [1, 2]. Их преимуществом является простота конструкции, благодаря чему кулачковый механизм используют как простейший преобразователь вращательного движения в возвратно-поступательное.

Наряду с этим, кулачковые механизмы имеют недостатки. Помимо дороговизны изготовления профилей, они имеют относительно малую нагрузочную способность вследствие передачи значительных усилий на контактное рабочее звено при их резких перемещениях. Это приводит к износу и выкрашиванию рабочей поверхности кулачка [3, 4]. По этой причине достаточное количество публикаций посвящено распределению внешних нагрузок на кулачок [5, 6]. Вместе с тем, выбор материала кулачка, определяемый, в том числе, распределением напряжений в теле кулачка, производится чаще всего на основе опытных данных. То есть изначально форма кулачка определяется по требуемому закону движения, а затем выбирается материал кулачка. И лишь после изготовления кулачка проверяется его прочность и износостойкость. А при использовании механизма с кулачком-эксцентриком экспериментально определяются прак-

тически все размеры механизма. Чтобы устранить указанную неопределенность, в работах [7-8] для анализа прочности тела кулачка использован метод конечных элементов, однако недостаточно освещена методика и результаты такого анализа.

Целью настоящей работы является получение типовых картин напряжений и упругих перемещений по телу эксцентрикового кулачка методом конечных элементов, для выработки рекомендаций по оптимизации его формы. Данные рекомендации могут быть использованы для оптимизации формы любого цилиндрического тела, упруго контактирующего с плоскостью.

Методика проведения работы заключается в использовании модуля Studio [9] программы САПР «WinMachin» (разработчик – Российская компания «НТЦ АПМ»). Перед выполнением основной части работы, проведена верификация решений, получаемых с использованием указанной программы известным решением. Для этого моделировали классическую задачу об упругом сжатии диска сосредоточенными силами – вариант задачи Герца [10-11]. Диск диаметром  $D = 100$  мм и толщиной  $s = 10$  мм нагружали встречно-диаметрально приложенными силами  $P = 1000$  Н. Карта напряжений  $\sigma_y$  представлена на рис. 1. Выносками показаны напряжения в характерных точках горизонтального диаметра диска: в центре диска и на контуре диска. Расхождение с теоретически полученным значением напряжения в центре диска, полученным по формуле  $\sigma_y = 6P/4\pi Ds$  составило 0,3%. Отклонение напряжения на контуре диска от теоретического нулевого значения составило

0,017 МПа. Таким образом, полученные результаты показывают достоверность данных, полученных при использовании указанной программы.

Возможности программы в моделировании задачи Герца показаны на рис. 2. На этом рисунке представлены графики контактных напряжений  $\sigma_H$  в стальных дисках толщиной 10 мм с диаметрами 25, 50 и 100 мм. Диски нагружались диаметрально приложенными силами 5000 Н, сосредоточенными на площадках шириной  $b = 2$  мм, 1 мм, 0,5 мм, 0,25 и 0,12 мм. Высота кругового сегмента окружности при такой хорде на диске 50 мм составляет соответственно 0,01, 0,0025, 0,00063, 0,00016 и 0,00004 мм, что подтверждает высокую точность моделирования.

Как следует из формулы максимального давления на контактной поверхности [10]  $q_0 = K / b$ ,

( $K = 2 \frac{P'}{\pi}$ ,  $P'$  – нагрузка на единицу длины контакт-

ной поверхности), рост максимальных контактных напряжений  $\sigma_H$  при уменьшении ширины площадки носит гиперболический характер. Что подтверждается графиками на рис. 2.

Проведенная верификация позволяет решить практическую задачу моделирования напряженно-деформированного состояния эксцентрикового кулачка. Для получения правильной карты результатов в поставленной задаче необходимо обеспечить адекватное закрепление модели и приложить нагрузки в полном соответствии с реальными условиями нагружения исследуемой детали. Для отработки методики использован эксцентриковый зажимной кулачковый механизм в геометрии широко применяемой прижимной рукоятки, с круглым кулачком-эксцентриком [12-13]. Модель рукоятки, выполненная в модуле «Studio», представлена на рис. 3.

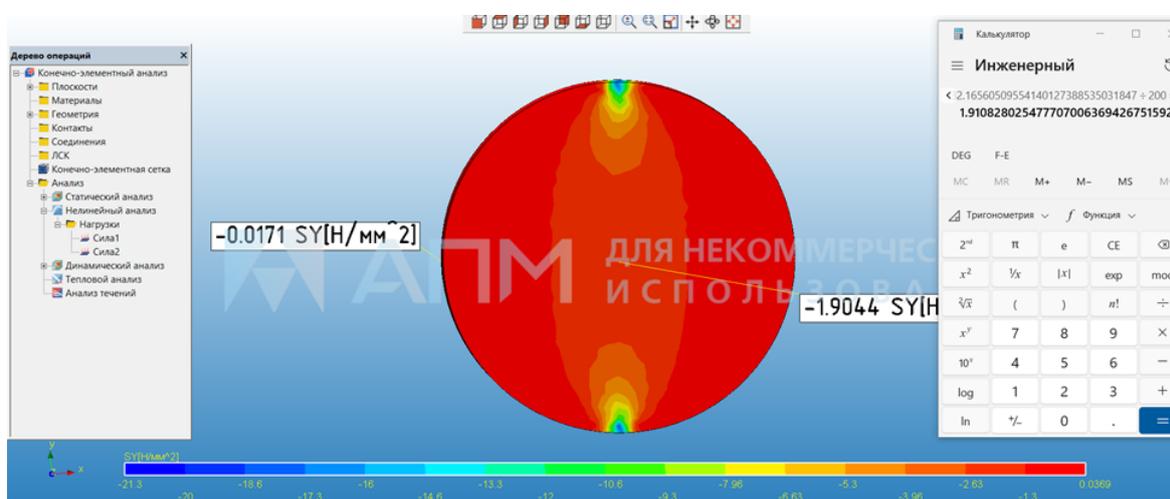


Рис. 1. Карта напряжений  $\sigma_H$  в модели диска

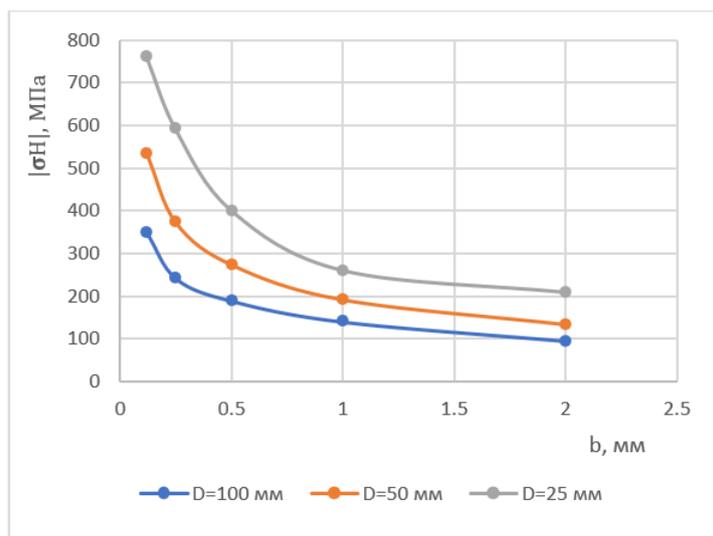


Рис. 2. Изменение модуля максимальных контактных напряжений при распределении сосредоточенной силы  $P$  на малых площадках различной ширины  $b$

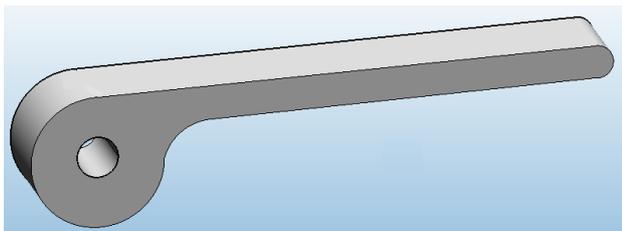


Рис. 3. Модель рукоятки с эксцентриковым кулачком

Для точного выполнения моделирования нагружения эксцентрика необходимо задать силы на площадках контакта эксцентрика с опорной поверхностью и осью, на которой он вращается. Схема сил, действующих на рукоятку во время прижима эксцентрика к опорной поверхности, показана на рис. 4. На этом рисунке помимо реакции опорной поверхности  $N$  показаны силы трения  $F_{тр1}$  и  $F_{тр2}$ , а также реакция оси  $R_{осиP}$  на ручное усилие  $P$ . Ось эксцентрика считаем абсолютно жесткой, т.е. имеющей нулевую изгибную деформацию. Реакция оси  $R_{осиP}$  сжимает верхнюю часть эксцентрика по линии СЕ, снижая упругие деформации нижней части эксцентрика по линии АВ. Поскольку упругая деформация тела эксцентрика по линии АВ намного больше упругой деформации тела эксцентрика по линии СЕ ( $P \ll N$ ), её влиянием на реакцию опорной поверхности и, следовательно, на напряженно-деформированное состояние тела эксцентрика можно пренебречь.

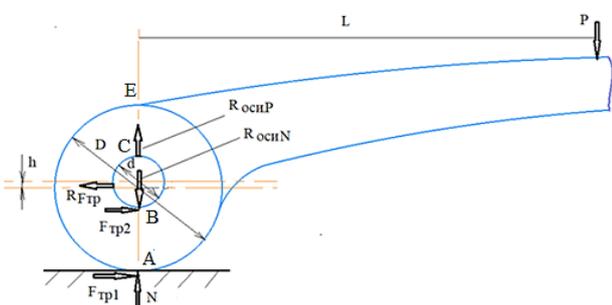


Рис. 4. Силы, действующие на рукоятку и эксцентрик рукоятки при максимальном ходе эксцентрика  $h$

Величина  $N$ , достаточная для самоторможения эксцентрика от сил трения (эксцентрик дополнительно может быть выполнен с уменьшением радиуса цилиндра после прохождения максимально заданного эксцентриситета) определится из уравнения равновесия эксцентрика. Момент от ручного усилия  $P \cdot L$  уравновешивается моментами от сил трения

$$F_{тр1} \cdot \frac{D}{2} = N \cdot f_1 \cdot \frac{D}{2} \quad \text{и} \quad F_{тр2} \cdot \frac{d}{2} = N \cdot f_2 \cdot \frac{d}{2}.$$

Дополнительный уравновешивающий момент возникает от усилия преодоления угла подъема поверхности кулачка при его повороте, определяемого аналогично усилию от преодоления угла наклона витков резьбы резьбового соединения [14]. Для этого используется коэффициент  $f_\alpha$ , равный тангенсу угла наклона кон-

тактной поверхности кулачка. Так как высота хода оси эксцентрика равна  $h$ , а протяжённость условной клиновидной поверхности при повороте рукоятки на  $90^\circ$

$$C \approx R\varphi = \frac{D}{2} \cdot \frac{\pi}{2}, \quad \text{то} \quad f_\alpha \approx \frac{4h}{\pi D}.$$

Тогда момент от преодоления угла подъема составляет  $\frac{2N h}{\pi}$ . Это

позволяет получить формулу [12]

$$N = \frac{P \cdot L}{f_1 \cdot \frac{D}{2} + f_2 \cdot \frac{d}{2} + \frac{2h}{\pi}}. \quad (1)$$

Поскольку формула (1) усредняет скорость хода эксцентрика, то она содержит лишь конструктивно заданный максимальный ход эксцентрика  $h$ . Это затрудняет использование данной формулы для оптимизации геометрии эксцентрика. Но эта формула позволяет предварительно рассчитать размеры пятна контакта и упругую деформацию эксцентрика в зоне контакта с опорной поверхностью. Это необходимо для определения возможности создания 3D-модели прижимной эксцентриковой рукоятки с малыми размерами областей нагружения и деформирования.

Примем к расчету и моделированию геометрию прижимной рукоятки GN 927.7-101-M8-20-A-B [12] с длиной ручки  $L = 120$  мм, диаметром эксцентрика  $D = 26$  мм, диаметром посадочной оси эксцентрика 8 мм и конструктивно возможной высотой хода оси  $h = 1$  мм. Ширина  $b$  эксцентрика рукоятки в области контакта с опорной поверхностью детали равна 20 мм. Материал контактирующих поверхностей – латунь ЛЦ40С по ГОСТ 17711-93,  $E_1 = 95000$  МПа и сталь,  $E_2 = 200000$  МПа, приведенный модуль упругости  $E_{12} = 122000$  МПа; коэффициенты трения  $f_1 = f_2 = 0,07$  (латунь по стали со смазкой [15]).

Рассчитаем усилие  $N$ , упруго деформирующее тело эксцентрика. Это усилие регулируется первоначальным зазором  $h_0$  между опорной поверхностью и эксцентриком, устанавливаемым при помощи опорной резьбовой гайки рассматриваемого прижимного устройства. При установке зазора, позволяющего (с учетом упругой деформации резьбы опорной гайки и упругой деформации опорной поверхности) получить упругую деформацию до  $h - h_0 = 0,01$  мм цилиндрической части эксцентрика, из формулы (1) при  $P = 50$  Н получим  $N \approx 5000$  Н.

Ширину  $a$  пятна контакта цилиндрической поверхности эксцентрика (вне зависимости от того, диск это или полудиск) с опорной плоскостью можно вычислить по формуле [10]

$$a = 1,52 \sqrt{\frac{ND}{2bE_{12}}} = 0,25 \text{ мм}. \quad (2)$$

Эскиз модели рукоятки в настоящей работе выполнен в модуле «Studio» последовательным замкнутым соединением дуг, сплайн-линий и отрезков. Отрезки с масштабным разрешением (шагом курсора)

0,01 мм включены в замкнутый наружный контур для последующего образования площадки, необходимой для нагружения модели. Закрепление эксцентрика на оси и контактные деформации при таком закреплении выполнены с использованием опции «цилиндрическая опора». Расчет упругого контакта тела эксцентрика с опорной плоскостью выполнен в опции «Нелинейный анализ».

Картинки («карты») эквивалентных напряжений и вертикальных упругих перемещений в модели эксцентриковой рукоятки с указанными граничными условиями показаны на рис. 5, 6. Как видно по шкале напряжений (мозаика SMAXTAU на рис. 5), максимальное эквивалентное контактное напряжение равно 192 МПа. Выносками, проставленными в ручном режиме, показаны убывающие при удалении от контактной точки по радиусу напряжения 170,61, 77,66 и 41,61 МПа. Также на рис. 5 видны напряжения контакта эксцентрика с осью 41,14 МПа. Как видно из

рис. 6, программа для удобства оценки масштабирует перемещения на фоне недеформированной конструкции (показана точечным фоном).

На рис. 7 показаны коэффициенты запаса прочности при расчете эквивалентных напряжений по теории максимальных касательных напряжений. Как видно из рис. 7, при адекватном ручном усилии эквивалентные напряжения, определенные по энергетической теории Мизеса, в точке контакта эксцентрика с опорной поверхностью не превысят предел текучести. Однако если при затяжке соединения будет выставлен зазор  $h_0$  между опорной поверхностью и эксцентриком, позволяющий получить повышенную радиальную деформацию  $\Delta = h - h_0$  цилиндрической части эксцентрика, то это приведет к текучести материала и поломке устройства. Такая затяжка возможна при допуске по ГОСТ Р ЕН 1005-3-2010 [16] предельном ручном усилии  $P = 75-100$  Н.

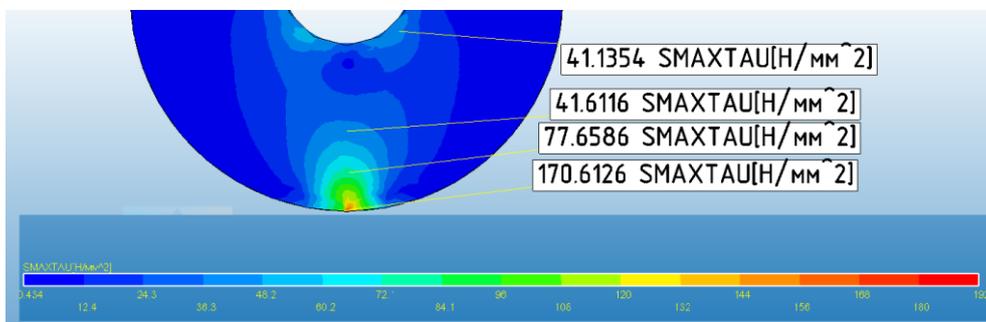


Рис. 5. Эквивалентные напряжения в эксцентрике по теории наибольших касательных напряжений

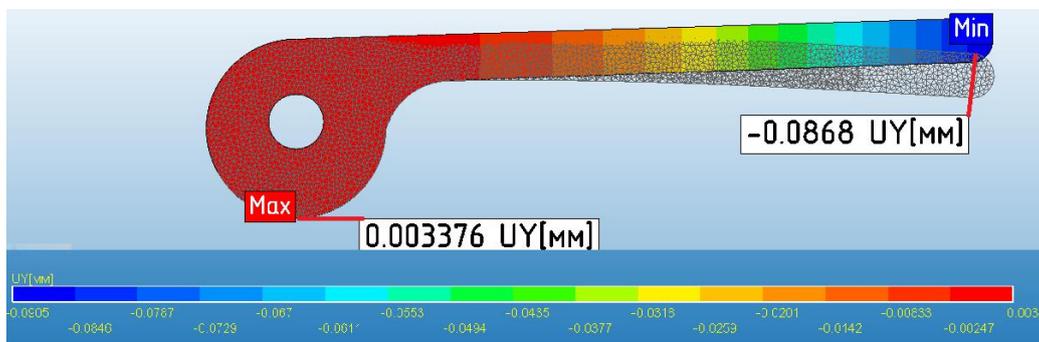


Рис. 6. Вертикальные перемещения в эксцентрике и рукоятке эксцентрика



Рис. 7. Коэффициенты запаса по энергетической теории в материале и рукоятке эксцентрика

Картина коэффициентов запаса в эксцентрике и рукоятке при ручном усилии 100 Н показана на рис. 8, где видно, что коэффициент запаса прочности в точках контакта эксцентрика с опорной поверхностью при таких усилиях становится меньше единицы. Кроме того, коэффициент запаса прочности в области наибольших изгибных напряжений снижается вдвое, с 10 до 5,77. Следовательно, во избежание поломки устройства необходимо оптимизировать его конструкцию.

При прочих равных условиях это наиболее технологично сделать увеличением площади пятна контакта за счет уширения тела эксцентрика вблизи его наибольшего диаметра на 5-10%. Для этого в рассматриваемой конструкции по торцам цилиндра рекомендуется выполнить дополнительные кольцеобразные пояски толщиной 1-2 мм. Согласно формуле (2), ширина пятна контакта в рассмотренном эксцентрике увеличится на 5-9% и, соответственно, на эту величину снизятся контактные напряжения.

Кроме того, при прочих равных условиях получить более равномерное распределение напряжений по телу устройства можно за счет увеличения диаметра оси эксцентрика. На рис. 9 показаны коэффициенты запаса прочности при тех же граничных условиях, что и на рис. 3-5, но при диаметре оси, увеличенном до 16 мм. Сравнение карт напряжений показывает, что с увеличением диаметра оси эксцентрика контактные напряжения снижаются. Также заметно, что

при увеличении диаметра эксцентрика до 40-50% от величины наружного диаметра в допустимых пределах возрастают изгибные напряжения. Таким образом, материал устройства нагружен более равномерно.

### Заключение

1. Проведена верификация использования метода конечных элементов в отечественном программном комплексе WinMachine на примере анализа напряженно-деформированного состояния диска, упруго сжимаемого сосредоточенными силами по диаметру диска (вариант задачи Герца). Показана возможность моделирования и визуализации контактных напряжений в областях контакта порядка  $10^{-4}$  мм.

2. Показано соответствующее теории гиперболическое изменение величины контактных напряжений при упругом силовом контакте диска с опорной плоскостью при изменении размера пятна контакта.

3. Даны рекомендации по оптимизации формы эксцентрикового зажимного устройства. Предложено на торцах цилиндра эксцентрика вблизи его наибольшего диаметра выполнять кольцеобразные пояски, уширяющие цилиндр эксцентрика на 5-10%, а диаметр оси эксцентрика выполнять увеличенным до 40-50% величины наружного диаметра. Это приведет к снижению контактных напряжений на 5-9% и равномерно перераспределит напряжения по телу зажимного устройства.

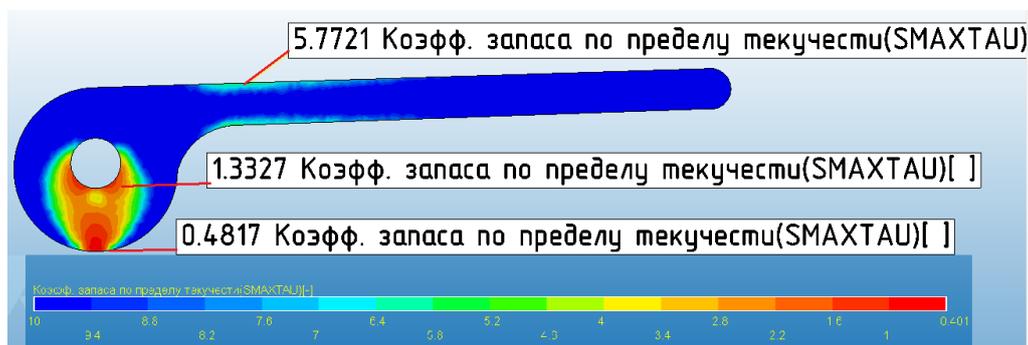


Рис. 8. Коэффициенты запаса при радиальной деформации тела эксцентрика 0,01 мм

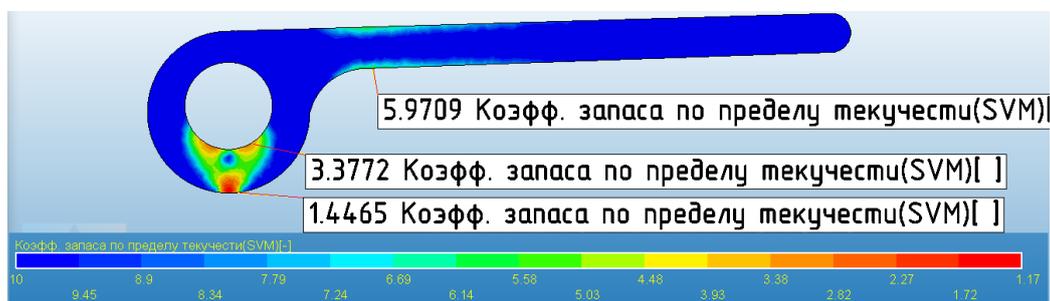


Рис. 9. Коэффициенты запаса при повышенных до 100 Н ручных усилиях и увеличенном до 16 мм диаметре оси эксцентрика

## Список источников

1. Игнатъев Н.П. Проектирование механизмов: справочно-методическое пособие. Азов: АзовПечать, 2015. 268 с.
2. Лариков Е.А. Расчет и проектирование кулачковых механизмов приборов. Серия "Библиотека приборостроителя". М.: Машиностроение, 1968, 106 с.
3. Экспериментальное и теоретическое исследование износа кулачков / А.А. Головин, А.С. Лафицкий, А.В. Симушкин, А.В. Степанов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2009. №3. С. 32-35.
4. Иргашев А., Курбанов Б.Б. Оценка интенсивности изнашивания профиля кулачка по углу давления // Universum: технические науки: электрон. научн. журн. 2022. 2(95). URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/13057> (дата обращения: 12.01.2025).
5. Синтез кулачкового механизма с учетом условий передачи сил и контактной прочности / И.А. Халилов, С.Х. Керимов, С.А. Багирова, Ф.Ш. Гаджиева // Proceedings of the International Symposium of Mechanism and Machine Science, 2017.
6. Теория машин и механизмов: учебное пособие / сост. С.Г. Петров, И.В. Ключкин, П.В. Кауров; ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2019. Ч. 2. 55 с.
7. Прудников А.П., Макаревич Д.М. Исследование методом конечных элементов прочности кулачков передач с промежуточными телами качения // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы международной научно-технической конференции, Могилев, 24-25 апреля 2014 г. / ред.: И. С. Сазонов [и др.]. Могилев: Белорусско-Российский университет, 2014. С. 82.
8. Кулачковые соединения для передачи вращающего момента / А.П. Прудников, А.Е. Науменко, Д.М. Макаревич // Вестник Белорусско-Российского университета. 2024. № 2 (83). С. 67–76
9. АПМ Studio. Руководство пользователя. Научно-технический центр АПМ. Режим доступа <https://apm.ru/downloads/188/APM-Studio.pdf?ysclid=m5oxvongvvp489182685> – свободный (дата обращения: 10.01.2025).
10. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.
11. Рамзаев А.П., Сингатулин Р.А. О деформациях тел с плоской и криволинейной поверхностью при упругом контактном взаимодействии // Международный научно-исследовательский журнал. ISSN 2303-9868. №9 (16). Ч. 1. С. 111-114.
12. ГОСТ 59785-2021. Кулачки эксцентриковые. Конструкция. М., 2021. 20 с.
13. Прижимные ручки с эксцентриковым кулачком GN927. Режим доступа: <https://fam-drive.ru/furniture/prizhimnye-ruchki-s-ekscentrikovym-kulachkom-gn-927> - свободный (дата обращения 12.01.2025).
14. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для вузов. М.: Высш. шк., 2010. 408 с.
15. Трение и антифрикционные материалы: учебное пособие / М.А. Филиппов, О.Ю. Шешуков; М-во науки и высш. образования РФ. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2021. 204 с.
15. ГОСТ Р ЕН 1005-3-2010. Безопасность машин. Физические возможности человека. Ч. 3. Рекомендуемые пределы усилий при работе на машинах. М.: Стандартинформ, 2019.

## Сведения об авторах

**Конев Сергей Васильевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры механики, ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», Магнитогорск, Россия. Email: [svk1956@mail.ru](mailto:svk1956@mail.ru)

**Кенарь Екатерина Владимировна** – кандидат технических наук, доцент кафедры механики, ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», Магнитогорск, Россия. Email: [redket78@mail.ru](mailto:redket78@mail.ru)

**Звягина Елена Юрьевна** – кандидат технических наук, доцент кафедры МиТОДиМ, ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», Магнитогорск, Россия. Email: [zviagina\\_mmf@mail.ru](mailto:zviagina_mmf@mail.ru);

**Огарков Николай Николаевич** – доктор технических наук, профессор кафедры МиТОДиМ, член диссертационного совета, ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова», Магнитогорск, Россия. Email: [ogarkovnikolai@mail.ru](mailto:ogarkovnikolai@mail.ru);

**Козлов Роман Алексеевич** – кандидат педагогических наук, доцент, декан факультета физической культуры и спортивного мастерства, ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова», Магнитогорск, Россия. Email: [fkism@magtu.ru](mailto:fkism@magtu.ru)

## INVESTIGATION OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE ECCENTRIC CAM BY FINITE ELEMENT METHOD

**Konev Sergey V.** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanics, Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. Email: svk1956@mail.ru.

**Kenar Ekaterina V.** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanics, Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. Email: redket78@mail.ru.

**Zvyagina Elena Yu.** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of MiTODiM, Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. Email: zviagina\_mmf@mail.ru.

**Ogarkov Nikolay N.** – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department. By the method, a member of the diss. Council, Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. Email: ogarkovnikolai@mail.ru.

**Kozlov Roman A.** – Ph.D. in Education, Associate Professor, Physical Education and Sportsmanship Faculty, Novosibirsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. E-mail: fkism@magtu.ru.

**Abstract.** The stress-strain state of a clamping device, an eccentric cam, is considered by the finite element method in the domestic WinMachine software package of the Russian company NTC APM. The correspondence of the solution in the specified software package to the theoretical solution of the Hertz problem has been verified. The dynamics of changes in stress patterns in the contact spot of the cam cylinder with the reference plane is shown depending on the size of the contact spot: the increase in maximum contact stresses with a decrease in the width of the site is hyperbolic. The illustrations show maps of equivalent stresses in the cylinder and the handle of the eccentric according to the theory of greatest tangential stresses and maps of safety margin coefficients. Recommendations have been obtained for improving cam geometry to reduce contact stresses with increased clamping forces by making annular belts at the ends of the eccentric cylinder near its largest diameter, widening the eccentric cylinder. It is also proposed to increase the diameter of the axis of the eccentric to 40-50% of its outer diameter. Thus, the present work is aimed at solving the problem of optimizing the stress-strain state of cylindrical bodies in elastic contact with a plane. The stress-strain state of an eccentric clamping device is considered as a technical example. Thus, the present work is aimed at solving the problem of optimization of stress-strain state of cylindrical bodies elastically contacting the plane.

**Keywords:** cam, eccentric, finite element method, Hertz problem, stress and strain maps

---

Ссылка на статью:

Исследование напряженно-деформированного состояния эксцентрикового кулачка методом конечных элементов / Конев С.В., Кенар Е.В., Звягина Е.Ю., Огарков Н.Н., Козлов Р.А. // Теория и технология металлургического производства. 2025. №2(53). С. 58-64.  
Konev S.V., Kenar E.V., Zvyagina E.Yu., Ogarkov N.N., Kozlov R.A. Investigation of the stress-strain state of the eccentric cam by finite element method. *Teoria i tehnologiya metallurgicheskogo proizvodstva*. [The theory and process engineering of metallurgical production]. 2025, vol. 53, no. 2, pp. 58-64.