

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ КОНСТРУКТОРСКИХ РАСЧЕТОВ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК

## USE THE METHOD FINAL ELEMENT FOR DESIGN CALCULATION OF HAMMER CRUSHERS

*Владлен Девин, Василий Ткачук*

*Подольский государственный аграрно-технический университет  
ул. Шевченко, 13, г. Каменец-Подольский, Украина. E-mail: dvvvp@rambler.ru*

*Vladlen Devin, Vasiliy Tkachuk*

*Podolsky State Agricultural and Technical University  
st. Shevchenko, 13, Kamianets-Podolskyi, Ukraine. E-mail: dvvvp@rambler.ru*

**Аннотация.** На животноводческих фермах и комбикормовых заводах для измельчения фуражного зерна широко используются молотковые дробилки. Одним из основных элементов дробилок являются вращающиеся диски. Прочность и долговечность дисков определяет возможность достижения высоких параметров работы машин, обеспечивает необходимый срок службы. Традиционные методы расчета прочности и долговечности вращающихся деталей дробилок не могут обеспечить дальнейшее коренное усовершенствование данного процесса. В связи с этим, разработка новых методов расчета напряженно-деформированного состояния, оптимальных размеров рабочих органов машин для измельчения зерновых кормов, которые имеют более широкие технологические возможности, меньшую энергоёмкость и металлоёмкость, обеспечивают хорошее качество измельчения, являются актуальной задачей.

Классический подход в расчетах на прочность не раскрывает самого механизма разрушения, который с достаточной точностью может быть представленным с позиции механики разрушения, поэтому при изготовлении основных элементов молотковых дробилок необходимо использовать уточненный метод расчета на прочность - метод конечных элементов (МКЭ).

В статье предложена методика и алгоритм исследования напряженно-деформированного состояния диска молотковой дробилки с использованием программных продуктов компьютерного моделирования. Применение математического аппарата метода конечных элементов упрощает построение модели объекта, в котором необходимо исследовать напряженно-деформированное состояние. МКЭ позволяет получить решения в виде полей напряжений и деформаций практически в любом сечении деталей конструкции. Реализация МКЭ позволит уменьшить металлоёмкость оборудования, увеличить надежность его работы и снизить себестоимость, улучшить качество производимых кормов.

**Ключевые слова:** метод конечных элементов, молотковая дробилка, диск.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На животноводческих фермах и комбикормовых заводах для измельчения фуражного зерна широко используются молотковые дробилки [1-3], которые

отличаться простотой конструкции, универсальностью, компактностью, надежностью в работе и имеют широкий спектр производительности. Одним из основных элементов дробилок являются вращающиеся диски. Прочность и долговечность дисков определяет возможность достижения высоких параметров работы машин, обеспечивает необходимый срок службы. Проблема ситуации состоит в том, что традиционные методы расчета прочности и долговечности вращающихся деталей дробилок не могут обеспечить дальнейшее коренное усовершенствование данного процесса. В связи с этим, разработка новых методов расчета напряженно-деформированного состояния, оптимальных размеров рабочих органов машин для измельчения зерновых кормов, которые имеют более широкие технологические возможности, меньшую энергоёмкость и металлоёмкость, обеспечивают хорошее качество измельчения, являются актуальной задачей.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

На сегодняшний день при проектировании элементов конструкций молотковых дробилок по существующим методикам [4-7] рассчитываются на прочность такие основные детали машин: вал дробилки, подшипники вала, диски, молотки и их крепления к диску. Расчеты на прочность деталей машин проводятся для наиболее тяжелых условий работы, то есть при максимально возможных оборотах и с учетом колебательных процессов в отдельных деталях.

Вал дробилки рассчитывают на прочность, жёсткость, поперечные и скручивающие колебания. Проектный, или предварительный, расчет вала на прочность проводится по деформациям изгиба и кручения. При этом расчете определяют размеры сечений отдельных участков вала. Длину участков вала выбирают из конструктивных соображений с учетом наиболее компактного размещения деталей. После конструктивного оформления вала машины проводят проверочный расчет, при котором определяют коэффициенты запаса прочности в наиболее опасных сечениях.

Конструктивные размеры диска выбирают из условий размещения молотков и обеспечения минимально

необходимой окружной скорости молотка [4-6]. При расчете на прочность материала диска проводят только проверочный расчет для определения действительных напряжений и коэффициентов запаса прочности. Расчет осей подвеса молотков, толщины диска, переключки между отверстиями под оси подвеса и внешней оболочкой диска проводят исходя из деформации среза и смятия.

После анализа используемых методов расчета элементов конструкции молотковых дробилок можно сделать вывод, что эти расчеты, базирующиеся на коэффициентах запаса прочности, не позволяют эффективно использовать методы оптимального проектирования, учитывать качество изготовления деталей, эффективно внедрять САПР. Классический подход в расчетах на прочность не раскрывает самого механизма разрушения, который с достаточной точностью может быть представленным с позиции механики разрушения.

Поэтому при изготовлении основных элементов молотковых дробилок необходимо использовать уточненный метод расчета на прочность - метод конечных элементов (МКЭ) [11-16].

Наглядно преимущества МКЭ можно представить при расчете диска молотковой дробилки. Для этого мы предлагаем использовать модуль экспресс анализа системы АРМ FEM КОМПАС российской компании Аскон [17-20].

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель статьи - разработать методику и алгоритм исследования напряженно-деформированного состояния диска молотковой дробилки с использованием программных продуктов компьютерного моделирования.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При вращении тел во всех элементах их объема возникают центробежные силы, следствием которых являются механические напряжения. На каждый элемент объема тела, которое вращается, действует центробежная сила,  $f_{ц} = \rho \omega^2 r$ , где  $\rho$  - удельный вес материала;  $\omega$  - угловая частота вращения;  $r$  - радиус вращения. Скорость вращения  $n$ , об/с, связана с угловой частотой вращения  $\omega$ , рад/с, соотношением:

$n = \frac{\omega}{2\pi}$ . Так как элементы вращающегося тела, под

действием центробежных сил перемещаются в теле (в пределах упругости), на каждый элемент действуют не только центробежные силы, но и силы упругости соседних элементов. В результате этого распределение механических напряжений во вращающемся теле, будет зависеть от формы тела и свойств упругости тела  $\mu$  - модуля объемной упругости (коэффициента Пуассона).

В диске постоянной толщины распределение напряжений таково [8-10]:

радиальные напряжения (направлены параллельно радиусу):

$$\sigma_R = \frac{3+\mu}{8} \rho \omega^2 \left( R^2 + R_0^2 - r^2 - \frac{R^2 R_0^2}{r^2} \right); \quad (1)$$

тангенциальные напряжения (направлены перпендикулярно радиусу):

$$\sigma_T = \frac{3+\mu}{8} \rho \omega^2 \left( R^2 + R_0^2 - r^2 \frac{1+3\mu}{3+\mu} - \frac{R^2 R_0^2}{r^2} \right), \quad (2)$$

где  $R$  - внешний радиус диска;  $R_0$  - внутренний радиус диска;  $r$  - текущий радиус (рис.1). (имеется ввиду, что ось вращения диска совпадает с осями радиусов диска).

Эквивалентные напряжения для пластичных материалов определяются по четвертой теории прочности - критерию Мизеса (Von Mises):

$$\sigma_e^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}. \quad (3)$$

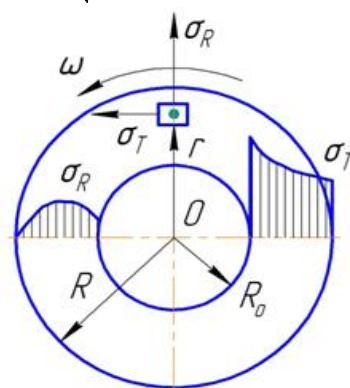


Рис.1. Распределение радиальных и тангенциальных напряжений во вращающемся диске

Fig.1. Distribution radial and tangential stresses in rotating disk

Радиальное перемещение внешней поверхности (деформация) диска равной толщины от напряжений:

$$\Delta R = \frac{\rho \omega^2 R^3}{4E} \left[ 1 - \mu + (3 + \mu) \left( \frac{R_0}{R} \right)^2 \right]. \quad (4)$$

Диски некоторых машин, кроме собственной инерционной нагрузки, дополнительно подвергаются нагрузкам от присоединенных деталей. Например, у молотковых дробилок центробежные силы инерции молотков передаются через оси подвеса дискам, нагружая их на радиусе установки осей. Распределяя эти нагрузки равномерно по окружности указанного радиуса, можно принять, что кроме центробежных сил инерции на диск действуют также радиальные усилия, равномерно распределенные по концентричным кольцевым сечениям радиуса установки осей [9].

В результате диск можно приближенно рассматривать нагруженным по окружности следующими силовыми факторами: радиальными распределенными силами инерции, что возникают в самом диске, и действуют в его срединной плоскости и центробежными силами инерции молотков, что действуют на радиусе установки осей.

Так, как диск дробилки с четырьмя молотками это симметричная конструкция по конфигурации и нагружению, то можно рассмотреть равновесие четверти диска с одним молотком (рис. 2). Используя метод кинестатики приложим к ободу диска силу инерции

$$P_{i.d} = m_d \cdot \omega^2 \cdot R_{ц.м.с.}$$

где  $m_d$  - масса четверти диска;  $\omega$  - угловая частота вращения;  $R_{ц.м.с.}$  - расстояние до центра масс сектора

диска. К внешней грани молотка приложим силу инерции

$$P_{i.m.} = m_m \cdot \omega^2 \cdot R_{ц.м.м.},$$

где  $m_m$  – масса молотка;  $\omega$  – угловая частота вращения;  $R_{ц.м.м.}$  – расстояние до центра масс молотка. Для заданных значений  $\omega=314 \text{ с}^{-1}$ ,  $m_o=0,034 \text{ кг}$ ,  $m_m=0,02 \text{ кг}$ ,  $R_{ц.м.с.}=0,064 \text{ м}$ ,  $R_{ц.м.м.}=0,141 \text{ м}$ , получим такие величины сил инерции  $P_{i.o.}=214 \text{ Н}$ ,  $P_{i.m.}=284 \text{ Н}$ .

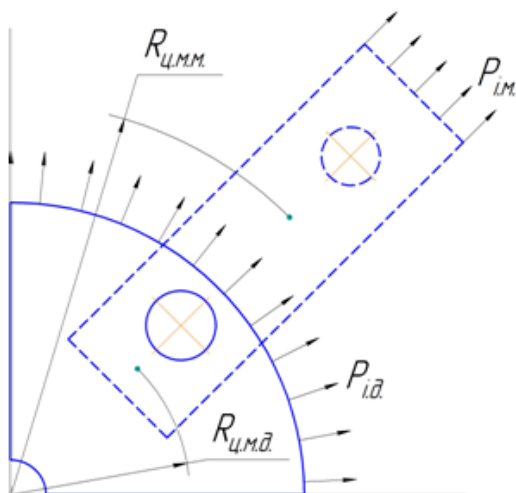


Рис. 2. Расчетная схема четверти диска молотковой дробилки

Fig. 2. Accounting scheme fourth disks of hammer crushers

#### Основные этапы решения задачи при помощи МКЭ следующие:

1. Подготовка геометрической 3D модели и выбор материала производится средствами системы КОМПАС-3D. Для диска выбираем материал сталь 45 с допустимым напряжением 200 МПа.

2. Анализ и назначение граничных условий (закрепление, нагрузки). Закрепление сектора диска задаем по образующим внутреннего отверстия, где он крепиться к валу. Закрепление и нагрузки на модели показаны на рис. 3.

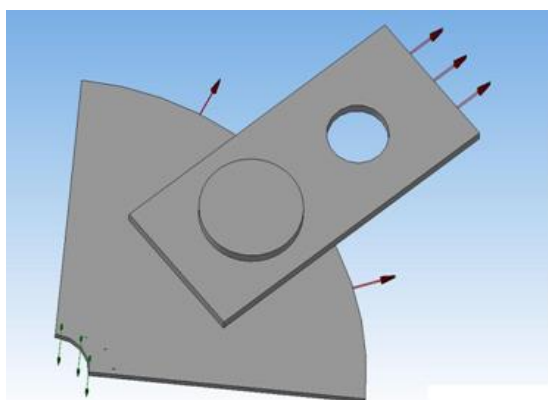


Рис.3. Схема закрепления и нагружения модели  
Fig.3. Scheme of the fastening and loading models

3. Генерация конечно-элементной сетки на 3D-модели происходит автоматически, но размеры конечных элементов необходимо предварительно задать. В системе APM FEM КОМПАС конечные эле-

менты имеют форму тетраэдра, количество элементов по толщине детали должно быть 4 ... 6. Толщина диска составляет 5 мм, поэтому принимаем высоту элемента 1,5 мм. Конечно-элементная сетка модели представлена на рис. 4.

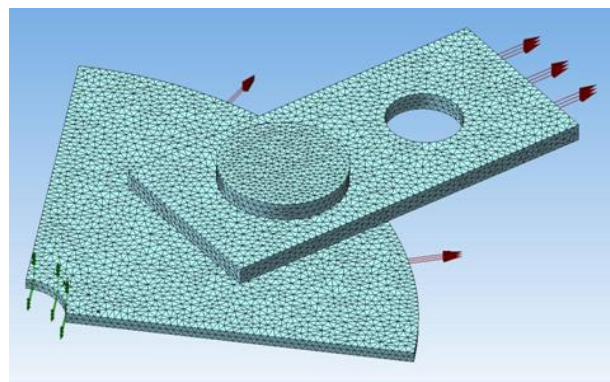


Рис. 4. Конечно элементная сетка модели  
Fig. 4. Certainly element net to models

4. Выбор необходимого типа расчета и настройка его параметров происходит в окне панели APM FEM. Выбираем статический расчет.

5. В результате расчета получены эпюры деформированной расчетной модели, в которой цветовой диапазон зависит от уровня напряжений в данном месте диска (рис. 5). Просмотр полученных результатов и анализ значений основных расчетных характеристик (напряжений, коэффициентов запаса, перемещений) даст информацию для проведения модификации модели по результатам проведенных расчетов (можно изменить геометрические размеры деталей или материал). Максимальные напряжения возникают, как и ожидалось, на поверхности образующих внутреннего отверстия в месте крепления диска к валу. Как показывает диаграмма (рис. 5) напряжения в пределах нормы.

6. Последний этап - повторное проведение расчетного анализа для подтверждения работоспособности изделия.

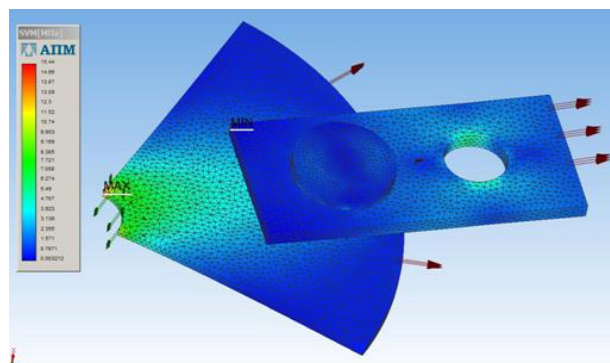


Рис. 5. Результаты расчета  
Fig. 5. Results of the calculation

#### ВЫВОДЫ

Применение математического аппарата метода конечных элементов упрощает построение модели объекта, в котором необходимо исследовать напряженно-

деформированное состояние. МКЭ позволяет получить решения в виде полей напряжений и деформаций практически в любом сечении деталей конструкции. Эти преимущества метода до теперешнего времени еще не были использованы при конструировании молотковых дробилок. Их реализация позволит уменьшить металлоёмкость оборудования, увеличить надежность его работы и снизить себестоимость, улучшить качество производимых кормов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Potapova S. 2013: Klassifikatsia i otsenka izmel'chiteley zerna // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture –2013. Vol. 15. No 3. 348-355
2. Механизация и технология животноводства/ В.В. Кирсанов, Д.Н. Мурусидзе, В.Ф. Некрашевич и др.– М.: КолосС, 2007. – 584 с.
3. Трухачев В.И., Технологии и технические средства в животноводстве / В. И. Трухачев, И. В. Капустин, О. Г. Ангилеев, В. И. Гребенник; СтГАУ. - Ставрополь : АГРУС, 2005. - 304 с.
4. Демьянушко И. В., Биргер И. А. Расчет на прочность вращающихся дисков. М. : Машиностроение, 1978. – 247с.
5. Харламов С. В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. – Л.: Агропромиздат. Ленинградское отд-ние, 1991. –256 с.
6. Соколов В. И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств: –М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.
7. Михалев М. Ф., Третьяков Н. П., Мильченко А. И., Зобнин В. В. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: примеры и задачи / Под ред. Михалева М. Ф. – Л.: Машиностроение, 1984.
8. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. – 5-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1979. – 696с.
9. Справочник по сопротивлению материалов / Фесик С. П. – 2-е изд., перераб. доп. – Киев : Будівельник, 1982. –280 с.
10. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.: Наука, 1970. - 544с.
11. Журбин О.В., Чижиумов С.Д. Анализ инженерных конструкций методом конечных элементов: Учеб. пособие. - Комсомольск-на-Амуре: ГОУВ-ПО«КнАГТУ», 2004. - 157 с.
12. Галлагер Р. Метод конечных элементов: основы / Пер. с англ. В.М.Картвешвили; Под ред. Н.В. Баничука. -М.: Мир, 1984. -428 с.
13. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ.; Под ред. Б.Е. Победри. -М.: Мир, 1975. -541 с.
14. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация / Пер. с англ. Б.И. Квасова; Под ред. Н.С. Бахвалова. -М.: Мир, 1986. -318 с.
15. Зенкевич О., Чанг И. Метод конечных элементов в теории сооружений и механике сплошных сред / Пер. с англ. О.П.Троицкого и С.В.Соловьева; Под ред. Ю.К.Зарецкого. -М.: Недра, 1974. -239 с.
16. Васильева В.Н. Введение в теорию метода конечных элементов. - Иркутск, Изд-во Иркут. ун-та, 1986.–149 с.
17. Иванов А.Н. Автоматизированное проектирование и расчет узлов оптико-электронных приборов в САПР КОМПАС. Учебное пособие – СПб: НИУ ИТМО, 2012. – 56 с.
18. Автоматизация работы в КОМПАС-График (+ CD-ROM): Анатолий Герасимов — Москва, БХВ-Петербург, 2010 г.- 608 с.
19. Компас-3D V11 на примерах (+ DVD-ROM): Павел Талалай — Москва, БХВ-Петербург, 2010 г.- 616 с.
20. Компас-3D V11. Полное руководство (+ DVD-ROM): Н. В. Жарков, М. А. Минеев, Р. Г. Прокди — Москва, Наука и техника, 2010 г.- 688 с.

**Annotation.** On livestock farms and feed mills for grinding of coarse grains are widely used hammer mills. One of the main elements of crushers are rotating discs. The strength and durability of the disc determines the ability to achieve high parameters of the machine, provides the necessary durability. Traditional methods of calculating the strength and durability of the rotating parts of crushers can not provide further radical improvement of the process. In this regard, the development of new methods for calculating the tense-deformed state, the optimal size of the working organs of machines for grinding grain feed, which have greater technological capabilities, lower power consumption and metal consumption provide good quality grinding, is an actual task.

The classical approach to the calculation of strength does not disclose the mechanism of destruction that with sufficient accuracy can be presented from the perspective of fracture mechanics, so the manufac of the main elements of hammer mills is necessary to use a revised method of calculating the strength - the finite element method (FEM).

In the article the technique and algorithm study of tense-deformed state drive with a hammer mill using computer simulation software. The use of the mathematical apparatus of finite element method simplifies the construction of a model of the object in which to explore the tense-deformed state. FEM provides a solution in the form of stress and strain fields in almost any section of the construction details. Implementation of FEM will reduce metal consumption of equipment, increase its reliability and reduce the cost, improve the quality of the feed.

**Key words:** method of finite elements, hammer crusher, disk.