Статистический анализ напряженно-деформированного состояния подшипника щековой дробилки

Юлия Андреевна ЛАГУНОВА*,
Станислав Анатольевич МАЙОРОВ
Геннадий Алексеевич БОЯРСКИХ

Уральский государственный горный университет, Россия, Екатеринбург

Аннотация

Актуальность работы. При создании особо крупных машин и систем в случае их 3D-моделирования и детальной проработки повышается нагрузка на центральный процессор компьютера, а также на модули графической и оперативной памяти, что приводит к существенному замедлению процесса проектирования и расчетов. В данной работе проведен статистический анализ напряженно-деформированного состояния подшипника щековой дробилки для установления соответствия теоретической и фактической конструктивных моделей с учетом всех рабочих нагрузок.

Цели исследования. Рассмотреть задачу по подбору более простой и «легкой» для программ расчетной модели, не сложной для параметризации по сравнению с оригинальной моделью подшипника, однако обеспечивающей точность в расчете в приемлемом диапазоне погрешностей. Провести анализ напряженно-деформированного состояния подшипникового узла с различными геометрическими параметрами.

Методология исследования. В расчетах использован метод конечных элементов. Использован специализированный программный пакет APM WinMachine. Проведен вычислительный эксперимент. Проведен корреляционный анализ теоретической и фактической конструктивной модели подшипника.

Результаты. Приведены математические модели металлоконструкций подшипников различного сечения и выявлены места наибольших напряжений. Установлены погрешности вычислений и корреляционные зависимости напряжений с учетом критериев Пирсона, Фишера и построения ряда Тейлора.

Выводы. Результаты вычислительного эксперимента удовлетворяют требованиям и могут быть использованы для решения дальнейших задач проектирования подшипниковых узлов. В перспективе может быть создана зависящая от параметров модель, позволяющая облегчить расчет с использованием любого типа подшипника.

Ключевые слова: расчет на прочность металлоконструкции, подшипник, щековая дробилка, метод конечных элементов, APM WinMachine, корреляционный анализ, критерий Пирсона, ряд Тейлора, погрешность.

Введение

Подшипники – это неотъемлемая часть технологических машин и механизмов, имеющих вращающиеся элементы. Упрощение в расчетах подшипникового узла щековых дробилок любого назначения и габаритов является актуальной проблемой.

Вопросам расчетов напряженно-деформированного состояния различных объектов был посвящен ряд работ [1–9], однако все они не затрагивали вопросы расчета на прочность подшипника, установленного на шатуне щековой дробилки, с учетом всех рабочих нагрузок, а также не был проведен статистический анализ указанного подшипника.

В работе [1] был рассмотрен переход к более простой модели элементарного шарикоподшипника на примере подшипника 210 ГОСТ 8338–75 дробилки ЩД 10М производства фирмы ООО «Вибротехник» для ускорения расчетов и снижения затрат времени на проектирование при сохранении достоверности результата. На рис. 1 представлена карта этого расчета. На рис. 1, а показаны результаты приложения нагрузки на подшипник простой с 10 телами качения в виде шариков, а на рис. 1, б показаны

приложения нагрузки к подшипнику, где каждый элемент опорного тела был заменен на фигуру типа «крест». Модель выполнена единой деталью.

Надо отметить, что распределение напряжений в модели рис. 1, в отличается от реального подшипника, но не стоит забывать, что это одна деталь, она проще и «легче» классического подшипника качения, выполненного в программном обеспечении. Уровни напряжений подобны, и если исключить повышение уровня напряжений между телами, то по-прежнему видно нагрузочные пятна опор и концентратор, сосредоточенный в зоне одного тела.

Согласно проведенному вычислительному эксперименту, было принято решение провести аналогичный анализ для более сложного подшипника 23196 САКВ33, используемого в дробилке ЩДС 12х15 производства ПАО «Уралмашзавод», с целью проверки и доказательства работоспособности метода формирования модели. Этот и предыдущий вычислительный эксперимент помогут в дальнейшем разобраться в нагрузочных процессах щековых дробилок со сложным качанием щеки.

✉ yu.lagunova@mail.ru

а

б

Рисунок 1. Карта напряжений подшипника.
Figure 1. Map of stress-strain state of the bearing.

Рисунок 2. Подшипник 23196 САКW33 в разрезе.
Figure 2. Sectional view of bearing 23196 САКW33.

Результаты и их применение

Подшипник 23196 САКW33 является сферическим, роликовым, самоустанавливающимся с габаритными размерами 480 × 790 × 248 (внутренний диаметр × наружный диаметр × ширина). Эта модель по сравнению с подшипником 210 ГОСТ 8338–75 более сложная в исполнении, «тяжелая» для персонального компьютера, а также подразумевающая более долгий процесс расчета из-за сложной формы. При этом модель подшипника (рис. 2) не входит в ГОСТ и содержится далеко не во всех стандартных базах изделий, предназначенных для того или иного программного обеспечения.

Вычислительный эксперимент был проведен с соблюдением условия погрешности: $-10\% < x < +5\%$. Главная цель эксперимента состояла в том, чтобы добиться от разработанной модели оптимальной информативности при минимальной погрешности, а также снизить ее «тяжесть», для ЭВМ. Базовые характеристики подшипника 23196 САКW33 приведены в табл. 1.

Условия вычислительного эксперимента. Подшипник считается закрепленным по всей площади внешнего кольца, на внутреннее кольцо приложена сила, равная 1×106 Н. Расчет выполнен в программном обеспечении APM WinMachine, специализированном модуле APM Beam. В дальнейшем при составлении модели в качестве нагрузки было принято давление 250 МПа и соответственно эквивалентная ему сила на площадь ее приложения по внутреннему кольцу. Такая нагрузка поможет наглядно оценить результат. Расчет в МПа был выбран для удобства ввода данных, поскольку расчетное программное обеспечение принимает величины силового характера лишь в Н, что при текущих уровнях нагружения неудобно.

Таблица 1. Базовые характеристики подшипника.
Table 1. Basic specifications of the bearing.

Внутренний диаметр подшипника d , мм	480
Наружный диаметр подшипника D , мм	790
Ширина подшипника B , мм	248
Радиус монтажной фаски подшипника r , мм	7,5
Статическая грузоподъемность C_0 , Н	12 000
Динамическая грузоподъемность C , Н	7362
Масса подшипника m , кг	470
Диаметр тел качения d_a , мм	72
Число тел качения t , шт.	22 × 2
Материал подшипника	Сталь ШХ15 (ШХ9, ШХ12, ШХ15СГ)
Класс	Сталь конструкционная подшипниковая
Технологическая точность	Класс точности – 6

Механические свойства	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ, Дж/см ²	НВ, не более
Отжиг 800 °С, печь до 730 °С, затем до 650 °С со скоростью 10–20 град/ч, воздух	370–410	590–730	15–20	35–25	44	179–207
Закалка 810 °С, вода до 200 °С, затем масло. Отпуск 150 °С, воздух	1670	2160	–	–	5	62–65

Рисунок 3. Результаты нагружения подшипника 23196 САКW33.

Figure 3. Loading results for bearing 23196 CAKW33.

Рисунок 4. Опытная модель подшипника 23196 SAKW33 по принципу «большой крест».

Figure 4. Prototype bearing 23196 SAKW33 on the principle of "big cross".

Было проведено 100 внутривычислительных экспериментов, результаты трех из них приведены ниже, остальные расчетные случаи эквивалентны приведенным:

Средняя долговечность – 274,599 ч
 Максимальное напряжение – 4294,475 Н/мм²
 Выделение тепла – 7427439,972 Дж/ч
 Осевые биения – 57,984 мкм
 Радиальные биения – 142,151 мкм
 Боковые биения – 0,128 мкм
 Момент трения – 24,629 Н · м
 Потери мощности – 1031,589 Вт.

Из рис. 3 видно, что основную нагрузку воспринимают 10–13 пар тел качения. Теперь при известных условиях нагружения перейдем к составлению модели. Пользуясь опытом расчета подшипника 210 ГОСТ 8338–75 [1], имеем наиболее эффективный метод построения, а именно замену тел качения на фигуру типа «большой крест» (рис. 4).

Модель выполнена одной деталью, визуально может показаться, что такого рода модель является слишком сложной и трудоемкой для построения, однако это не так. В процессе ее разработки был построен лишь один ряд тел «большого креста», который практически ничем, кроме

габаритов и нескольких новых зависимых размеров, для расположения тел под углом не отличается от простейшей модели, созданной для подшипника 210 ГОСТ 8338–75. Второй же ряд тел был получен элементарной операцией зеркального копирования. Габаритные размеры подшипника сохранены: 480 × 790 × 248. Заданы следующие параметры: толщина стенки «креста» – 6 мм, радиусы скругления в местах перекрестия – 15 мм, радиусы скругления между телами – 1 мм.

Вернемся к исходной модели подшипника 23196 SAKW33 и нагрузим его давлением в 250 МПа, как уже было описано ранее. Вычислительный эксперимент проводим в программе APM Winmachine, модуле AMP Studio и APM Structure 3D [10, 11]. Подшипник зафиксирован по наружному кольцу, нагрузка приложена к внутреннему кольцу. Анализируем, используя метод конечных элементов, статические напряжения, результат показан на рис. 5.

Основную нагрузку принимают на себя 10–11 пар тел качения, что соответствует ранее проведенному эксперименту в программе APM Bear. Величины напряжений видны на шкале слева, точка максимального напряжения, возникшего в элементе, также отображена красным цветом и помечена для удобства индикатором MX как в оригинальной конструкции подшипника, так и в теоретической модели.

Верхние элементы подвержены растяжению, что характерно для этой модели ввиду выполнения ее одной деталью. Что касается напряжений на шкале слева на рис. 5, они эквивалентны, что доказывается пропорциональными вычислениями:

$$x = ((4313 \cdot 100)/4267) = 101,07 \%;$$

100 % – 101,07 % = –1,07 % перегруза.

Величина 1,07 % выполняет требования заданной погрешности вычисления, соответственно эксперимент признан успешным, а модель может быть использована в дальнейших расчетах.

Параметр, заданный для модели, а именно, толщина стенки креста, равная 3 мм, была выбрана не случайно. Был проведен ряд опытов, где, изменяя толщину стенки, вели наблюдения за отклонением величины погрешности в напряжениях относительно оригинального подшипника. Так, при толщине стенки 5 мм максимальное напряжение составило 5257 Н/мм², при толщине 6,4 мм – 4880 Н/мм² соответственно и при толщине стенки, равной 7 мм, – 6163 Н/мм².

Далее определяем величину погрешности при разных уровнях нагрузки. Это позволит применять модель, имея математически подтвержденные данные по использованию, а также докажет, что результаты, полученные ранее, не являются единичным случаем. Выявляем зависимость нагрузки и погрешность вычислений для достоверности результата при использовании модели. Для достижения поставленной задачи применим корреляционный анализ [12, 13], основываясь на результатах расчетов фактической и теоретической моделей.

Результаты вычислительных экспериментов приведены в табл. 2.

Постепенно повышая нагрузку на модель фактическую и теоретическую, получаем величины возникших

Рисунок 5. Карта напряжений подшипника 23196 CAKW33 и теоретической модели «большой крест».
Figure 5. Stress-strain map of the bearing 23196 CAKW33 and the theoretical “big cross” model.

Таблица 2. Результаты первого ряда опытов с моделями подшипника 23196 CAKW33.
Table 2. Results of the first series of experiments with bearing models 23196 CAKW33.

Номер опыта	Напряжение в теоретической модели, МПа	Нагрузка, МПа	Напряжение в реальной модели МПа	Погрешность, %
1	148,4	10	172	13,72
2	371,6	25	430	13,58
3	744,6	50	860	13,42
4	1494,0	100	1720	13,14
5	2226,0	150	2580	13,72
6	2976,0	200	3440	13,49
7	3538,0	210	3612	2,05
8	3706,0	220	3789	2,19
9	3874,0	230	3961	2,20
10	4046,0	240	4133	2,11
11	4313,0	250	4267	1,08
12	4380,0	260	4477	2,17
13	4558,0	270	4650	1,98
14	4719,0	280	4822	2,14
15	4883,0	290	4994	2,22
16	5087,0	300	5160	1,41
17	6739,0	400	6888	2,16
18	8418,0	500	8610	2,23

напряжений и карты их распределения; прибегая к пропорциональному вычислению, находим величину погрешности вычислений в процентах. Были выбраны следующие величины нагружения: 10, 25, 50, 100, 200, 250, 300, 400, 500 МПа. Проведя ряд опытов, можно увидеть,

что погрешность на границе опытов с нагрузкой 200 и 250 МПа кардинально отличается, причем все опыты, проведенные, до величины нагрузки 250 МПа (выделено синим цветом в табл. 2), не соответствуют заданному условию: $-10 \% < x < +5 \%$. Подобные величины поставили под

Рисунок 6. Отношение погрешности к нагрузке для теоретической модели подшипника 23196 CAKW33.
Figure 6. Ratio of the error to load for theoretical bearing model 23196 CAKW33.

сомнение актуальность модели. Необходимо было выявить границу возникновения чрезмерной погрешности, поэтому были проведены дополнительные опыты с уменьшением шага нагрузки, а именно, с величинами: 210, 220, 230, 240 МПа, также было принято решение о проверке диапазона от 250 МПа и 300 МПа для исключения синусоидальности функции. Результаты данных анализов также занесены в табл. 2. Проведя 18 опытов, мы видим, что скачок процентной погрешности происходит на рубеже величин нагружения 200–210 МПа, что и показано на рис. 6, построенном по данным табл. 2, где по оси абсцисс отложена величина нагрузки в МПа, а по оси ординат – погрешность вычислений в процентах. В случае с опытом при нагрузке 250 МПа в табл. 2 указано значение по модулю от фактической величины, поскольку погрешность – величина, вычисляемая в процентах, а в данном случае знак не влияет.

По данным табл. 2 проводим корреляционный анализ нагрузки от погрешности, пользуясь критерием Пирсона. Для упрощения вычислений используем модуль Excel программы Office;

$$\chi^2 = \sum_i \frac{(n_i - n'_i)^2}{n'_i} - \text{критерий Пирсона.}$$

Результаты приведены ниже.

Результаты корреляционного анализа.

Корреляция по Пирсону.....	–0,7698
Объем выборки n	18
Коэффициент Фишера z	–1,020
Стандартная ошибка se	0,258
Квантиль $c_{.95}$	1,959
Нижняя граница zL 95 %	–1,526
Верхняя граница zU 95 %	–0,5139
Нижняя граница rL 95 %	–0,9097
Верхняя граница rU 95 %	–0,4730

Корреляция стремится к –1, что говорит об обратной зависимости величин. Но утверждать, что переменные в целом имеют взаимосвязь, представленную значением корреляции –0,7698 преждевременно, ведь вычисления были сделаны по выборке проведенных ранее опытов, а следовательно, если изменятся значения опытной выборки, корреляция также может измениться. Отсюда следует, что выборочную оценку корреляции надо сопровождать значениями доверительного интервала, т. е. интервалом, внутри которого с заданной вероятностью находится истинное значение функции. Вычислим доверительный интервал, начиная с преобразования Фишера:

$$\varphi = \arcsin \sqrt{p}$$

где p – процент, выраженный в долях единицы;

$$\varphi^* = (\varphi - \varphi); \sqrt{n_1 n_2 / (n_1 + n_2)},$$

где n_1, n_2 – объем выборок.

Применив угловое преобразование Фишера, получаем значение $z = -1,02$ (результаты корреляционного анализа). Таким образом, после преобразования Фишера величина z имеет нормальное распределение Гаусса (рис. 7).

Чтобы воспользоваться свойствами такого распределения, необходимо рассчитать стандартную ошибку se по формуле:

$$se = \frac{1}{\sqrt{n-3}}$$

где n – объем выборки;

$$se = \frac{1}{\sqrt{18-3}} = 0,2581.$$

Таким образом, значение стандартной ошибки получено и внесено в результаты корреляционного анализа. Теперь имея стандартную ошибку, мы можем воспользоваться свойствами стандартного распределения, для того, чтобы определить квантиль, который впоследствии будет использован для расчета доверительного интервала. Принято использовать 95 %-ный доверительный интервал, поэтому рассчитаем соответствующий квантиль для стандартного нормального значения. Воспользуемся функцией нормального стандартного обратного распределения Гаусса для вычисления квантиля при помощи программы Excel. Получаем, что в пределах 1,96 стандартных отклонений от среднеарифметического находится 95 % нормально распределенных величин (рис. 7).

Теперь определим нижнюю и верхнюю границу для величины z по формулам:

$$\begin{aligned} zL &= z - se \cdot c_{.95}; zU = z + se \cdot c_{.95}; \\ zL &= -1,02 - 0,2581 \cdot 1,96 = -1,526; \\ zU &= -1,02 + 0,2581 \cdot 1,96 = -0,513. \end{aligned}$$

Полученные значения внесем в результаты корреляционного анализа. Нижнее и верхнее значения доверительного интервала получаем, применив обратную функцию Фишера к величине границ z . Их значения также указаны в результатах корреляционного анализа. Отсюда делаем вывод, что корреляция любого множества точек

Рисунок 7. Вид нормального распределения функции и результат вычисления.
Figure 7. View of the normal distribution of the function and the result of the calculation.

Рисунок 8. Зависимость теоретической модели нагружения подшипника 23196 САКW33.
Figure 8. Dependence of the theoretical model of bearing loading 23196 САКW33.

(экспериментов) будет лежать в пределах границ корреляции от $-0,9$ до $-0,47$. Текущая величина $-0,7698$ находится в этом пределе.

Аппроксимируя, получаем зависимость, соответствующую кривой, построенной методом ряда Тейлора пятого порядка с наивысшим коэффициентом аппроксимации $R^2 = 0,8288$ (рис. 8), где по оси абсцисс отложена величина нагрузки, а по оси ординат – процентная погрешность;

$$\exp x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \dots, -\infty < x < \infty.$$

$$y = -2E-11x^5 + 2E-08x^4 - 5E-06x^3 + 0,0001x^2 + 0,034x + 12,836.$$

Несмотря на значительный уровень корреляции и хорошую аппроксимацию результата, данный ряд экспериментов недостаточен для результативного использования модели, так как при нагрузках ниже значения 210 МПа возникает повышенная погрешность, что неприемлемо в работе. К тому же уровень погрешности при использовании графического метода ее вычисления будет выше фактического даже для теоретической модели.

Таблица 3. Изменение толщины стенки профиля.**Table 3. Change in profile wall thickness.**

Толщина стенки, мм	Напряжение в теоретической модели, МПа	Нагрузка, МПа	Напряжение в реальной модели, МПа	Погрешность, %
6,1–6,2	164,1	10	172	4,59
6,2	410,2	25	430	4,60
6,3	322,0	10	172	87,21
6,4	194,7	10	172	13,20

Таблица 4. Дополнительные опыты для модели со стенкой профиля 6,2 мм.**Table 4. Additional experiments for the model with a profile wall of 6.2 mm.**

Напряжение в теоретической модели, МПа	Нагрузка, МПа	Напряжение в фактической модели, МПа	Погрешность, %
164,1	10	172	4,59
410,2	25	430	4,60
820,4	50	860	4,60
1641	100	1720	4,59
2461	150	2580	4,61
3282	200	3440	5,59
4102	250	4267	3,87
4923	300	5160	4,59
6566	400	6888	4,67
8204	500	8610	4,72

Для того чтобы избавиться от высокой погрешности, но при этом сохранить форму модели и ее свойства, изменяем толщину стенки X-образного профиля модели. Вычислительным экспериментом установлено [1], что плавное повышение толщины профиля влияет на результат распределения сил в модели. Результаты экспериментов представлены в табл. 3. Текущая толщина стенки X-образного профиля равна 6 мм, при ее повышении до 6,4 мм величина погрешности не меняется. При 6,3 мм она существенно повышается, а в случае с толщиной 6,2 мм снижается до приемлемого значения, что гипотетически свидетельствует об улучшении показателей модели.

Но в табл. 3 наблюдается лишь два расчетных случая для стенки толщиной 6,2 мм. Проведем больше опытов для построения зависимости и определения корреляционной составляющей (табл. 4). Сравнивая данные табл. 2 и табл. 4, наблюдаем снижение величины погрешности в процентах на уровне нагрузки ниже 200 МПа втрое, но при этом в два раза повышается погрешность при нагрузке свыше 200 МПа.

Коррелируем погрешность и нагрузку по критерию Пирсона;

$$\chi^2 = \sum_i \frac{(n_i - n'_i)^2}{n'_i} \quad \text{– критерий Пирсона.}$$

Получаем величину, равную 0,031, т. е. корреляция в этом ряде экспериментов стремится к нулю или практически отсутствует. Зависимость для теоретической модели будет выглядеть как ряд Тейлора шестого порядка с достаточно низким уровнем аппроксимации, равной 0,507 (рис. 9):

$$y = 3E-14x^6 - 4E-11x^5 + 2E-08x^4 - 5E-06x^3 + 0,0006x^2 - 0,0231x + 4,8308.$$

В результате проведения текущих опытов данная модель (со стенкой 6,2 мм) как самостоятельная рабочая единица признана непригодной к использованию, так как корреляционной зависимости не было выявлено, а следовательно, связь у модели между анализируемыми параметрами отсутствует. Но, несмотря на отрицательный результат эксперимента, следует отметить, что данные являются полезными и могут быть совмещены с данными предыдущего опыта для получения универсальной модели с зависимой толщиной стенки (табл. 2).

Чтобы доказать, что такая модель может считаться работоспособной, повторим вычислительный эксперимент по корреляции и аппроксимации данных. При этом совместим полученные величины для нагрузки от 10 до 200 МПа из

Рисунок 9. Зависимость теоретической модели подшипника 23196 CAKW33 от толщины стенки X-образного профиля 6,2 мм.
Figure 9. Dependence of the theoretical model of the bearing 23196 CAKW33 with the wall thickness of the X-shaped profile of 6.2 mm.

опыта с толщиной стенки 6,2 мм и величины для нагрузки от 210 до 500 МПа из опыта с толщиной стенки по умолчанию, равной 6 мм.

Коррелируем по критерию Пирсона данные табл. 5, а именно параметры нагрузки и погрешности, величину корреляции запишем в табл. 6. В данном случае значение корреляции по-прежнему стремится к -1, что говорит об обратной связи величин, оно практически не отличается от корреляции первого расчетного случая, т. е. зависимость существует. Аналогично результатам корреляционного анализа и первому расчетному случаю получаем значения верхнего и нижнего доверительных интервалов для корреляции. Сравнивая результаты вычислений (приведены ниже) со значениями корреляционного анализа, видим, что зона границ интервалов немного сузилась, а наш коэффициент по-прежнему находится в допустимом пределе.

Таблица 5. Совмещенный вариант ряда опытов для модели 23196 CAKW33.

Table 5. Combined version of a series of experiments for model 23196 CAKW33.

Номер опыта	Напряжение в теоретической модели, МПа	Нагрузка, МПа	Напряжение в реальной модели, МПа	Погрешность, %
1	164,1	10	172	4,59
2	410,2	25	430	4,60
3	820,4	50	860	4,60
4	1641,0	100	1720	4,59
5	2461,0	150	2580	4,61
6	3282,0	200	3440	4,59
7	3538,0	210	3612	2,05
8	3706,0	220	3789	2,19
9	3874,0	230	3961	2,20
10	4046,0	240	4133	2,11
11	4313,0	250	4267	1,08
12	4380,0	260	4477	2,17
13	4558,0	270	4650	1,98
14	4719,0	280	4822	2,14
15	4883,0	290	4994	2,22
16	5087,0	300	5160	1,41
17	6739,0	400	6888	2,16
18	8418,0	500	8610	2,23

Рисунок 10. Зависимость погрешности от нагрузки для теоретической модели подшипника 23196 CAKW33.
Figure 10. Dependence of the error on the load for the theoretical model of bearing 23196 CAKW33.

Рисунок 11. Уравнение Тейлора для теоретической модели 23196 CAKW33.
Figure 11. Taylor equation for theoretical model 23196 CAKW33.

Рисунок 12. Сравнительная зависимость полученных экспериментальных данных.
Figure 12. Comparative dependence of the obtained experimental data.

Корреляционный процесс совмещенного массива данных. Comparative dependence of the obtained experimental data.

Корреляция по Пирсону.....	–0,7342
Объем выборки n	18
Коэффициент Фишера z	–0,9378
Стандартная ошибка se	0,2582
Квантиль $s_{.95}$	1,9599
Нижняя граница zL 95 %	–1,4439
Верхняя граница zU 95 %	–0,4318
Нижняя граница rL 95 %	–0,8945
Верхняя граница rU 95 %	–0,4068

Аппроксимируем экспериментальные данные табл. 5 и определяем вид зависимости, пользуясь все тем же рядом Тейлора для вычисления уравнения, наилучшим образом описывающего массив точек:

$$\exp x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \dots, -\infty < x < \infty.$$

Работа выполнена в рамках государственного задания Минобрнауки России.

Уравнение Тейлора шестого порядка подходит больше всего, поскольку кривая, полученная таким путем, не позволяет превысить допустимый уровень погрешности в заявленные 5 %, имеет высокое значение аппроксимации, а также позволяет вычислить погрешность случайного значения в заданном пределе достаточно достоверно. Уравнение принимает вид:

$$y = 7E-14x^6 - 1E-10x^5 + 6E-08x^4 - 2E-05x^3 + 0,0017x^2 - 0,0705x + 5,3004.$$

Отметим, что более простое уравнение ряда Тейлора четвертого порядка пересекает границу допустимой погрешности в 5 % и имеет более низкий уровень аппроксимации R^2 (рис. 12). Именно поэтому было выбрано уравнение шестого порядка.

Выводы

Учитывая результаты проведенных вычислительных экспериментов и полученных статистических зависимостей, отметим, что наиболее точной и рациональной является модель подшипника с динамической толщиной стенки, т. е. изменяющейся от уровня нагрузки. Рис. 10 доказывает, что при различных уровнях нагружения подшипника предложенная модель подчиняется одним и тем же законам, а расчетный результат будет находиться в заданном диапазоне погрешностей.

ЛИТЕРАТУРА

- Лагунова Ю. А., Майоров С. А. Анализ напряженно-деформированного состояния подшипника // Изв. вузов. Горный журнал. 2020. № 3 С. 70–81.
- Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Орочко А. В. Особенности рабочего процесса щековых дробилок с простым и сложным качанием подвижной щеки // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 5. С. 31–34.
- Калянов А. Е., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Прочностной расчет станины и вала дробящего конуса конусной дробилки // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 8. С. 34–40.
- Шестаков В. С., Афанасьев А. И., Симисин Д. И. Моделирование напряженно-деформированного состояния одношарошечного бурового долота с раздельной конструкцией корпуса // Изв. вузов. Горный журнал. 2015. № 7. С. 74–79.
- Савинова Н. В., Шилов В. В., Смирнов Е. И., Логинов В. Н. Моделирование и анализ причин непрямолинейности металлоконструкций буровых вышек // Вестник ассоциации буровых подрядчиков. 2015. № 2. С. 26–29.
- Абдулкаримов М. К., Сайтов В. И. Расчет мачты буровой установки // ГИАБ. 2016. № 11. С. 14–27
- Li H. T., Young B. Design of ferritic stainless steel tubular selection subjected to concentrated bearing load // Tubular Structures XVI: Proceedings of the 16th International Symposium for tubular structures (ISTS 2017, 4–6 December 2017, Melbourne, Australia). Melbourne CRC Press, 2017. P. 513–523. <https://doi.org/10.1201/9781351210843>
- Zhang W., Yu C. AISI design procedures and practical examples for cold-formed steel structures // Recent Trends in Cold-Formed Steel Construction. 2016. P. 53–68. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100160-8.00003-7>
- Donald R. Askeland, Wendelin J. Wright. The Science and Engineering of Materials. Boston: Publisher global engineering Timothy L. Anderson, RPK editorial services, 2015. P. 97–120.
- Borkowski L.B., Staroselsky A. Multiscale Model for Al-Li material Processing Simulation Under Forging Conditions. Light Metals edited by Olivier Martin, 2018, P. 355–363.
- Leszek Demkowicz, Jason Kurtz, David Pardo, Maciek Paszenski, Waldemar Rachowicz, Adam Zdunek. Computing with hp-ADAPTIVE FINITE ELEMENTS: Volume II Frontiers: Three Dimensional Elliptic and Maxwell Problems with Applications. Published by Taylor & Francis Group, LLC, 2008, P. 82-93.
- Liang-Jiu Jia, Hanbin Ge. Ultra-low-Cycle Fatigue Failure of Metal Structures under Strong Earthquakes. edited by Springer Tracts in Civil Engineering, Springer Nature Singapore, 2019. P. 13-23.
- Michael R. Piggott. Load-Bearing Fibre Composites: International Series on the Strength and Fracture of Materials and Structures. Pergamon Press, Toronto, First edition 1980, reprinted 2007. P. 90-102.
- Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде АПМ Structure 3D. М.: Изд. АПМ, 2004. 208 с.
- Шелюфаст А. В., Чугунова Т. Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. М.: Изд-во АПМ, 2004. 240 с.
- Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. М.: Высш. школа, 2003. 479 с.
- Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: КноРус, 2010. 576 с.

Статья поступила в редакцию 21 февраля 2020 года

Statistical analysis of stress-strain state of bearing jaw crusher

Yuliya Andreevna LAGUNOVA,
Stanislav Anatol'evich MAYOROV,
Gennadiy Alexeevich BOYARSKIY

Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia

Abstract

The relevance of the work. When creating particularly large machines and systems, in the case of their 3D modeling and detailed study, the load on the central processor of the computer, as well as on the graphic and RAM modules, increases, which significantly slows down the design process and calculations. In the article, a statistical analysis of the stress-strain state of the jaw crusher bearing is carried out to establish the correspondence of the theoretical and actual structural models taking into account all workloads.

The objectives of the study. Consider the task of selecting a simpler and “easier” for the calculation model programs, not difficult to parameterize, compared with the original bearing model, but providing accuracy in the calculation in an acceptable range of errors. To analyze the stress-strain state of the bearing assembly with various geometric parameters.

Research methodology. In the calculations, the finite element method was used. Used specialized software package APM WinMachine. A computational experiment was conducted. A correlation analysis of the theoretical and actual structural model of the bearing is carried out.

Results. Mathematical models of the metal structures of bearings of various sections are given and the locations of the highest stresses are identified. Calculation errors and correlation dependencies of stresses are established taking into account the Pearson, Fisher criteria and the construction of the Taylor series.

Conclusions. The results of a computational experiment satisfy the requirements and can be used to solve further problems of designing bearing assemblies. In the future, a parameter-dependent model can be created that makes it easier to calculate using any type of bearing.

Keywords: strength analysis of metal structures, bearing, jaw crusher, finite element method, APM WinMachine, correlation analysis, Pearson criterion, Taylor series, error.

This work was carried out within the state assignment of the Ministry of Education and Science of Russia.

REFERENCES

1. Lagunova Yu. A., Majorov S. A. 2020, *Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya podshipnika. Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal*, no. 3, pp. 70–81.
2. Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Shestakov V. S., Orochko A. V. 2015, *Osobennosti rabocheho processa shhekovy'x dro-bilok s prosty'm i slozhny'm kachaniem podvizhnoy shheki. Gornoe oborudovanie i e'lektromexanika*, no. 5, pp. 31–34.
3. Kalyanov A. E., Lagunova Yu. A., Shestakov V. S. 2015, *Prochnostnoj raschet staniny' i vala drobyashhego konusa konusnoj drobilki. Gornoe oborudovanie i e'lektromexanika*, no. 8, pp. 34–40.
4. Shestakov V. S., Afanas'ev A. I., Simisinov D. I. 2015, *Modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya odnosharoshechnogo burovogo dolota s razdel'noj konstrukciej korpusa. Izvestiya vy'sshix uchebny'x zavedenij. Gornyy zhurnal*, no. 7, pp. 74–79.
5. Savinova N. V., Shilov V. V., Smirnov E. I., Loginov V. N. 2015, *Modelirovanie i analiz prichin nepryamolinejnosti metallokonstrukcij burovyy'x vy'shek. Vestnik asociacii burovyy'x podryadchikov*, no. 2, pp. 26–29.
6. Abdulkarimov M. K., Saitov V. I. 2016, *Raschet moshchey' burovoy ustanovki. Gornyy informacionno-analiticheskij byulleten'*, no. 11, pp. 14–27.
7. Li H. T., Young B. 2017, Design of ferritic stainless steel tubular selection subjected to concentrated bearing load. Tubular Structures XVI: Proceedings of the 16th International Symposium for tubular structures (ISTS 2017, 4–6 December 2017, Melbourne, Australia). Melbourne CRC Press, pp. 513–523. <https://doi.org/10.1201/9781351210843>
8. Zhang W., Yu C. 2016, AISI design procedures and practical examples for cold-formed steel structures. In: *Recent Trends in Cold-Formed Steel Construction*, pp. 53–68. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100160-8.00003-7>
9. Donald R. Askeland, Wendelin J. 2015, *Wright. The Science and Engineering of Materials*. Boston: Publisher global engineering Timothy L. Anderson, RPK editorial services, pp. 97–120.
10. Borkowski L. B., Staroselsky A. Multiscale Model for Al-Li material Processing Simulation Under Forging Conditions. *Light Metals* edited by Olivier Martin, 2018, P. 355–363.
11. Leszek Demkowicz, Jason Kurtz, David Pardo, Maciek Paszenski, Waldemar Rachowicz, Adam Zdunek. *Computing with hp-ADAPTIVE FINITE ELEMENTS: Volume II Frontiers: Three Dimensional Elliptic and Maxwell Problems with Applications*. Published by Taylor & Francis Group, LLC, 2008, Pages 82-93.
12. Liang-Jiu Jia, Hanbin Ge. *Ultra-low-Cycle Fatigue Failure of Metal Structures under Strong Earthquakes*. edited by Springer Tracts in Civil Engineering, Springer Nature Singapore, 2019, Pages 13-23.
13. Michael R. Piggott. *Load-Bearing Fibre Composites: International Series on the Strength and Fracture of Materials and Structures*. Pergamon Press, Toronto, First edition 1980, reprinted 2007, Pages 90-102.
14. Zamrij A. A. 2004, *Proektirovanie i raschet metodom konechny'x e'lementov trekhmerny'x konstrukcij v srede APM Struture 3D*. Moscow. 208 p.
15. Shelofast A. V., Chugunova T. B. 2004, *Osnovy' proektirovaniya mashin. Primery' resheniya zadach*. Moscow, 240 p.
16. Gmurman V. E. 2003, *Teoriya veroyatnostej i matematicheskaya statistika*. Moscow, 479 p.
17. Ventcel' E. S. 2010, *Teoriya veroyatnostej*. Moscow, 576 p.

The article was received on February 21, 2020