

ПРИМЕНЕНИЕ CAE СИСТЕМ ДЛЯ АНАЛИЗА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ МЕХАНИЗМОВ ЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Представить современную аппаратуру, которая бы работала без пружин достаточно сложно. Способность разного типа пружин воспринимать любые виды и степени нагрузок обуславливает их популярность и востребованность во всех видах промышленности и сельского хозяйства. Приоритетность аккумулирующих и релейных схем мехатроники в современном мире, как в бытовых механизмах, так и в производственном оборудовании не снижает уровень применения в конструкциях разнообразных пружин сжатия, растяжения, кручения, тарельчатых или торсионных.

Разработаны и остаются актуальными компьютеризированные теоретические расчеты геометрических параметров пружин определенного типа, соответствующие заданным нагрузкам и условиям работы. Результатом расчета будут варианты конструкций пружин, из которых необходимо выбрать оптимальную, по одному или нескольким критериям. В справочной литературе представлены классы пружин, которые характеризует режим нагружения и выносливости, а также их разделение на разряды по диапазонам прилагаемых сил, марках применяемых пружинных сталей, допустимым напряжениям. Пружины классифицируются в зависимости от характера и направления прилагаемой нагрузки: пружины растяжения или пружины сжатия, пружины кручения, которые подвергаются нагрузке моментом от приложения пары сил или пружины, работающие под действием изгибающих нагрузок перпендикулярных ее оси. Для пружин каждой группы разработаны теоретически обоснованные и проверенные экспериментально методы расчета на допустимое растяжение или сжатие, предельный изгиб, усталость при циклических нагрузках и прогнозируемую долговечность. Вместе с тем существуют множество механизмов для нормальной работы, которым необходимы типы нагружения пружин характерные для разных классификационных признаков. В этом случае простая суперпозиция различных методов расчета параметров пружин, для конкретных случаев не дает правильного результата, а в ряде случаев приводит к противоречивым выводам. Поэтому в качестве альтернативы аналитическим методам расчета пружин в последнее время все шире применяется метод конечных элементов CAE систем с 3D представлением исходной информации.

На кафедре технологии машиностроения нашего университета разработана и изготовлена установка для вибрационной обработки мелких деталей гранулированным абразивом (рис. 1). Установка состоит из рабочей камеры 1 с рамкой 2, установленной на пружинах 3. Базой для конструкции является жесткая рама 4 с приводным двигателем 5 и вертикальными стойками 6. В нижней части установки размещена дебалансная система 7 – вибратор, который через понижающие обороты конические передачи и кулачковый механизм создает в плоскости YZ осциллирующие движения «резания» абразивом. Профиль кулачка в дебалансном блоке задает режим осевых вибраций $B(\omega)$ в функции частоты вращения ω распределительного вала. Для обработки каждого типа деталей подбираются свои режимы дебаланса.

При разработке конструкции вибрационной установки для промышленного применения возникла задача расчета пружин на усталостную прочность, при их цилиндрическом знакопеременном нагружении с различным коэффициентом асимметрии.

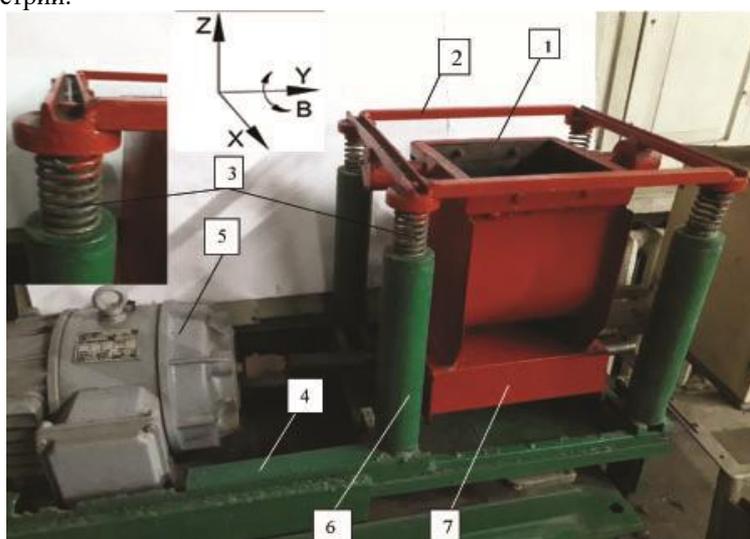


Рис. 1. Установка для вибрационной обработки мелких деталей гранулированным абразивом

Следует отметить, что наибольшее число колебаний, выдерживаемых пружиной до разрушения, зависит не только от максимального напряжения, но и от изменения векторного значения амплитуды самих колебаний. Стандартом установлено определение усталостной прочности пружин путем испытаний, при котором разрушение происходит при заданном количестве циклов нагружения – разгружения. Однако создание стенда

для этой цели и собственно время испытаний удорожает стоимость установки и длительность производственного цикла. Поэтому испытание на усталость пружинной подвески рабочей камеры установки было проведено путем 3D моделирования, с последующим анализом методом конечных элементов САЕ системой (рис. 2). Конструктивно модель состоит из рамы 1, установленной на четырех демпфирующих стойках 2 и пружинах, концы которых заправлены в обоймы 3, предотвращающие опасность потери ее продольной устойчивости, т. е. выпучивания в сторону (рис. 2, а). На осях 4 рамы установлена плита 5 общим весом P , имитирующая собственно рабочую камеру плюс абразив с помещенными в нем деталями. Во времени, симулирующие циклические нагрузки на пружины в вертикальной плоскости задаются весом плиты 5 и уравнением профиля кулачка. Колебательное движение камеры с абразивом учитывается крутящим моментом $B_{кр}(\omega)$. Таким образом, от нагрузок, приложенных к модели витки пружин испытывают деформации двух видов: растяжения–сжатия и изгиба – кручения. Креплению модели соответствует ограничение в виде жесткого защемления нижней обоймы опорной стойки, условие контакта входящих в узел деталей – «связанное».

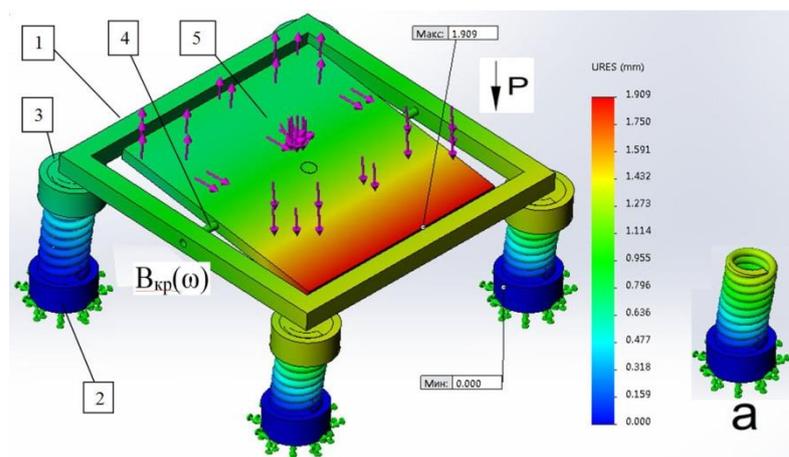


Рис. 2. 3D-модель для анализа установки вибрационной обработки методом МКЭ

Определение потери устойчивости пружины с применением МКЭ производится в пределах ее упругой деформации и ставит целью вычисление критической силы, при которой пружина примет форму неустойчивого состояния – например, изгиба оси.

В результате выполнения прочностного расчёта в статике, при максимальных $P=950$ Н и $B_{кр}=500$ Н·м, была получена эпюра деформаций и напряжений в конструкции с запасом прочности 1.95. Далее выполнялся расчет на потерю устойчивости сжатых элементов – пружин, (материал сталь 50ХФА, допусковое касательное напряжение $[\tau]=550$ МПа), по результатам которого максимальный коэффициент критической нагрузки (BLF) не превысил значение 56.12. Это означает, что приложенные нагрузки меньше критических, поэтому потеря устойчивости не ожидается.

Выводы. В настоящее время накоплен значительный объем теоретического материала по оценке устойчивости, начиная с задачи Эйлера о критической нагрузке сжатого стержня. Существующие табличные методы норм устойчивости для пружин сжатия, эмпирические зависимости, которые в основном базируются на соотношении высоты ненагруженной пружины к ее среднему диаметру, при различных вариантах закрепления ее опорных витков.

Созданная вибрационная установка работает на одном из малых предприятий около двух лет и сохраняет работоспособность без замены комплектующих, что подтверждает правильность установленных условий моделирования и эффективности МКЭ при анализе технических конструкций.

Работа предполагает продолжение исследований в этом направлении. В настоящее время строится модель, включающая влияние контактных напряжений при возможном соударении витков при сжатии, определяется состояние пружины, когда соприкосновения витков повышает ее устойчивость, но действующие напряжения остаются ниже предельного уровня.