

ты, сжимаемые продольной силой и изгибаемые моментами от собственного веса и от продольной силы; величина последнего изменяется по мере изменения прогиба. Кроме этого, необходимо учитывать влияние эксцентриситета приложения продольных сил, обусловленных конструкцией фиксатора и тяги.

Более точное решение может быть получено с помощью применения численных методов. Целью представленной работы является определение коэффициента запаса устойчивости конструкции консоли контактной сети на основе применения метода конечных элементов.

С помощью комплекса ANSYS построена геометрическая модель по размерам реальной типовой консоли. Модель представляет собой конструкцию, состоящую из консоли, подпорки и распорки, которая удерживается при помощи двух сферических шарниров. Равнодействующая внешних сил приложена на свободном конце консоли. На точку приложения силы наложены ограничения на перемещения вдоль оси, перпендикулярной плоскости конструкции консоли. Разработанная далее конечноэлементная модель позволила получить эпюры распределения внутренних сил для каждого элемента конструкции консоли, рассчитать напряжения в них, провести анализ устойчивости.

Особенностью рассмотренной модели явился учет возможности пространственного деформирования конструкции, что оказалось весьма существенно в рассматриваемом случае.

В результате определения напряженно-деформированного состояния конструкции установлено, что она удовлетворяет условиям прочности. В то же время расчеты устойчивости привели к результатам, несколько отличающимся от норм заложенных в инструкции.

Выполненный анализ продемонстрировал, что при критической силе, соответствующей первой форме потери устойчивости, вертикальные перемещения точек конструкции весьма малы. В то же время наблюдаются значительные перемещения вдоль оси, перпендикулярной плоскости конструкции консоли. Аналогичная ситуация наблюдается и со второй формой потери устойчивости. Лишь третья форма происходит в плоскости консоли.

Таким образом, выполненные расчеты показали, что учет перемещений только в одной плоскости, как это предусмотрено в инструкции, приводит к весьма завышенным значениям критической силы. Поэтому при анализе устойчивости консолей железных дорог надо использовать пространственную схему.

УДК 531.383

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВОЛН ДЕФОРМАЦИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

А. О. ШИМАНОВСКИЙ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Е. С. МАНДРИК

Белорусский научно-исследовательский и проектный институт нефти, г. Гомель

Работа значительного числа машиностроительных и транспортных конструкций связана с необходимостью передачи непостоянных динамических нагрузок, которые могут носить импульсный или ударный характер. Применение стандартных методов теоретической механики, связанных с использованием моделей абсолютно твердых тел, применением понятия о коэффициенте восстановления при ударе и т. п. в таких случаях часто не позволяет определить места с повышенными напряжениями и деформациями. Следовательно, невозможно принять решение о целесообразности эксплуатации той или иной конструкции, в том числе с точки зрения обеспечения безопасности.

В представленной работе анализируется целесообразность применения методов динамики распространения упругих волн в стержневых системах к решению задач динамики машиностроительных конструкций. Исследования выполнены на примере установки электроцентробежного насоса для скважинной добычи нефти. Ее расчетная схема может быть представлена в виде однородного стержня кольцевого сечения, к концу которого прикреплено массивное тело. В ряде промежуточных точек стержень контактирует с опорами. Стержень может одновременно совершать продольные, крутильные и изгибные колебания.

Волновое уравнение, описывающее движения сечений в продольном направлении:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_n = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + g,$$

где u – продольные перемещения сечений; t – время; f_n – диссипативный член, характеризующий сопротивление продольному движению массивного тела из-за наличия внешних сил; c – скорость распространения продольных возмущений вдоль стержня (для стали $c = 5130$ м/с); x – продольная координата; g – ускорение свободного падения.

Уравнение крутильных колебаний:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - f_\tau = \lambda^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2},$$

где φ – угол закручивания; f_τ – диссипативный член, характеризующий сопротивление вращению массивного тела из-за наличия внешних сил; λ – скорость распространения крутильных возмущений вдоль стержня (для стали $\lambda = 3200$ м/с).

Поперечные колебания стержня описываются уравнением Тимошенко, которое может быть записано в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \rho F \ddot{\gamma} - \frac{GF}{k} \gamma'' + \rho F \ddot{\psi} &= 0; \\ \rho I \ddot{\psi} - EI \psi'' - \frac{GF}{k} \gamma &= 0, \end{aligned} \right\}$$

где ρ , E , G – плотность и модули упругости первого и второго рода материала стержня; F , I , k – площадь, осевой момент инерции, коэффициент формы поперечного сечения стержня; γ , ψ – продольные перемещения углы сдвига и поворота поперечных сечений стержня. Точками обозначено дифференцирование по времени t , а штрихами – по продольной координате x .

Приведенные дифференциальные уравнения вместе с граничными условиями представляют собой математическую модель колебаний установки электронасоса с учетом упругодеформированного состояния насосно-компрессорной трубы. Они позволяют исследовать динамические процессы, возникающие в ней вследствие изменения режимов работы электродвигателя. Аналогичные уравнения могут быть использованы для анализа распространения упругих волн, возникающих в конструкциях вагонов при их соударении.

УДК 629.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕТАЛЕЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ✓

А. О. ШИМАНОВСКИЙ, О. А. СУХАНОВА

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Одним из основных узлов, обеспечивающих безопасность движения транспортных средств, является тормозная система. В настоящее время помимо требований к эффективности торможения, актуальной является задача о снижении шума, возникающего при работе таких систем. Основной причиной шума дисковых тормозов является трение, сопровождаемое вибрацией между тормозными колодками и диском. Анализ таких процессов трудно поддается аналитическому решению либо требует больших затрат на экспериментальную реализацию. Целью представленной работы является разработка алгоритма решения динамической контактной задачи применительно к дисковому тормозу с использованием программного комплекса конечноэлементного анализа ANSYS.