

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ КОТЛА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ

А. В. ПУТЯТО

Белорусский государственный университет транспорта

На основе анализа технического состояния котлов вагонов-цистерн, выполненного НИЛ «ТТО-РЕПС» БелГУТа, установлено, что в процессе их эксплуатации наиболее часто встречаются такие неисправности, как трещины по основному металлу в зонах «мягких» опор котла на раму и в местах приварки фасонных лап. В аварийных ситуациях встречаются пробоины днищ или их деформации. Основными причинами названных повреждений являются высокие динамические нагрузки, действующие на котел в процессе эксплуатации. Для принятия решения о дальнейшем использовании цистерны необходимо иметь информацию о его напряженно-деформированном состоянии с учетом реального состояния элементов конструкции. С целью его определения использован программный комплекс ANSYS.

Котел железнодорожной цистерны представляет собой оболочечную конструкцию, установленную с помощью элементов крепления на раме вагона. К особенностям рассматриваемой конструкции относятся наличие элементов с различными радиусами кривизны, а также присутствие люка, предназначенного для загрузки перевозимого продукта. Котел цистерны крепится к раме с помощью фасонных лап, а для дополнительной фиксации его положения используется опирание на деревянные бруски.

С целью учета описанных особенностей конструкции котла при разработке расчетной схемы его объем был подразделен на составные части со сходными геометрическими параметрами. Разбиение на конечные элементы каждой такой части производилось в индивидуальном порядке, с учетом особенностей геометрии каждой. При конечноэлементном моделировании оболочки котла и опорных деревянных брусков использован конечный элемент *solid 92* (треугольный в плане). Размеры конечных элементов выбирались для каждой составной части из условий обеспечения необходимой точности результатов и простоты разбиения. В частности, длина участка линии на границе поверхности, являющаяся основой для построения сетки конечных элементов, принималась равной от 0,02 до 0,22 м. В результате автоматической генерации сетки построена модель, состоящая из 40277 конечных элементов.

После разбиения котла на конечные элементы выполнено наложение связей, моделирующих крепление котла к раме. В местах приварки фасонных лап к котлу запрещены любые перемещения. На консольных опорах (деревянные бруски) в модель введена информация об отсутствии вертикальных перемещений.

Свойства материала оболочки приняты следующими: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\mu = 0,26$, плотность $\rho = 7800$ кг/м³. Для деревянных опорных брусков использованы следующие физические параметры: модуль упругости $E = 10^9$ Па, коэффициент Пуассона $\mu = 0,01$, плотность $\rho = 800$ кг/м³.

Схема приложения внутренних сил выбрана в соответствии с нормами для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Таким образом, при моделировании нагружения котла были учтены следующие составляющие:

- давление насыщенных паров жидкости для нефтеналивных цистерн;
- гидростатическое давление от силы тяжести жидкости и котла, для цистерн 15–Ц864 и 15–897;
- гидродинамическое давление от движения жидкости во время экстренного торможения вагона-цистерны.

Выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния котла железнодорожной цистерны под действием описанных нагрузок. Они показали, что максимальные напряжения (до 220 МПа) имеют место в зоне крепления котла к раме в местах приварки фасонных лап к котлу. Они велики также (до 180 МПа) в местах соединения днища с цилиндрической обечайкой. Именно в этих местах можно ожидать повреждения котла.

Статистические данные констатируют частые случаи повреждения болтов крепления котла к раме и вмятины на консольных опорах котла на раму, что подтверждает правильность расчетов. Про-

веденные расчеты могут быть использованы при проведении работ по модернизации конструкции железнодорожной цистерны.

УДК: 629.424.3:621.436

ВЛИЯНИЕ УВЕЛИЧЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ЗАТЯЖКИ ИГЛЫ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ 10Д100М1 НА ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ПОДАЧИ И УГОЛ ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

Ю. Г. САМОДУМ

Белорусский государственный университет транспорта

Для повышения давления впрыска топливной аппаратуры дизеля 10Д100М1 в числе прочих мероприятий предложено увеличить давление открытия иглы форсунки с 21 до 28 МПа [1]. Это привело к изменению параметров впрыска, в том числе продолжительности подачи топлива и угла опережения впрыска топлива (УОВТ).

Измерение давления впрыска, продолжительности подачи и угла опережения впрыска топлива при увеличенной затяжке иглы форсунки проведены на стенде для испытания топливной аппаратуры тепловозных дизелей, на который был установлен фрагмент кулачкового вала привода топливного насоса высокого давления дизеля 10Д100М1. Выходные сигналы от датчиков записывались на персональный компьютер IBM PC при помощи универсальной тензометрической станции УТС-1-VT-12 и аналого-цифрового преобразователя (АЦП – ADC 100K/12-8).

Результаты измерения давления топлива на выходе насоса показали, что при работе дизеля на холостом ходу в области малых подач повышение давления открытия иглы форсунки на 7 МПа приводит к увеличению максимального давления топлива в нагнетательном трубопроводе после насоса в среднем на 36 %. При работе дизеля на номинальном режиме максимальное давление на выходе насоса возрастает в среднем на 12 %. В свою очередь, это приводит к увеличению максимального давления впрыска. Так, в области малых подач топлива давление впрыска увеличивается в среднем на 60 %. При работе дизеля на номинальном режиме давление впрыска увеличивается на 7–8 %.

Продолжительность впрыска топлива форсункой определялась как разность момента начала подъема иглы форсунки и момента ее посадки на седло (среднее значение за 5–7 циклов). За начало подъема иглы принимался угол поворота кулачкового вала, при котором начинало расти давление топлива под запорным конусом иглы форсунки. За момент посадки иглы принимался угол поворота кулачкового вала, при котором давление топлива под запорным конусом становилось исходным. В результате проведенных измерений получено, что при увеличении давления открытия иглы на 7 МПа происходит уменьшение продолжительности впрыска топлива. При работе дизеля на номинальном режиме уменьшение продолжительности впрыска составляет 3 градуса поворота вала по отношению к серийному варианту. Измерение продолжительности впрыска топлива при работе по тепловозной характеристике (давление открытия иглы форсунки 21 и 28 МПа) показало, что снижение продолжительности впрыска при увеличении давления открытия иглы форсунки происходит во всех точках тепловозной характеристики.

Для определения изменения УОВТ определялась разница (в градусах по углу поворота кулачка) между отметкой начала геометрической подачи топлива и началом подъема иглы форсунки – угол запаздывания впрыска. В результате измерений получено, что при увеличении давления открытия иглы форсунки с 21 до 28 МПа и работе дизеля на номинальном режиме угол запаздывания впрыска увеличивается на 0,6 градуса поворота вала. Это приводит к уменьшению угла опережения впрыска топлива на номинальном режиме на такую же величину.

По результатам исследований можно сделать вывод, что при увеличении давления открытия иглы форсунки с 21 до 28 МПа растет давление впрыска и сокращается продолжительность подачи топлива. Это приводит к повышению индикаторного КПД дизеля. Наряду с этим наблюдается уменьшение угла опережения впрыска топлива, поэтому при использовании на дизелях 10Д100М1 форсунок с повышенной на 7 МПа затяжкой иглы угол опережения подачи топлива насосами высокого давления необходимо увеличивать на 1 градус.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Самодум Ю. Г. Влияние изменения параметров топливоподачи дизеля 10Д100М1 на его экономичность и токсичность // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2002. – № 1. – С. 44–47.