

Некоторое увеличение максимального давления цикла с ростом эффективного проходного сечения сопловых отверстий связано с уменьшением продолжительности впрыска топлива [2].

Проведенные исследования показали, что изменение эффективного проходного сечения сопловых отверстий распылителей форсунок ФД-22 от 0,22 до 0,33 мм² практически не влияет на экономические и динамические показатели рабочего цикла дизеля Д-240.

Л и т е р а т у р а

1. Бренч М.П., Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Автоматические устройства стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1975, вып. 7, с. 210-213. 2. Иванченко Н.Н., Семенов Б.Н., Соколов В.С. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. - Л., 1972, с. 232.

УДК 631.372 - 629.11.012.5

В.В.Пясецкий, канд. техн. наук (ХПИ),
В.Н.Белковский, В.П.Бойков, канд.техн.наук(БПИ)

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ

В настоящее время наиболее распространенной динамической моделью пневматической шины является модель Кельвина-Фойгта [1, 2, 3], состоящая из параллельно соединенных пружины с жесткостью s и демпфера с коэффициентом сопротивления k . Сила сопротивления сжатию этой модели определяется по формуле (x - перемещение):

$$P = sx + k\dot{x}. \quad (1)$$

Однако модель Кельвина-Фойгта не согласуется с физическими процессами, проходящими при деформировании шины. Так, в случае мгновенного нагружения шины нормальной нагрузкой ($\dot{x} \rightarrow \infty$) сила сопротивления деформированию по этой модели становится бесконечно большой ($\lim P \rightarrow \infty$).

В случае вынужденных гармонических колебаний по закону

$$x = x_0 \sin(\omega t + \theta), \quad (2)$$

где x_0 - амплитуда прогиба шины; ω - круговая частота колебаний; θ - начальная фаза, формула (1) примет вид

$$P = sx_0 \sin(\omega t + \theta) + kx_0 \omega \cos(\omega t + \theta). \quad (3)$$

Из формулы (3) следует, что с ростом ω второе слагаемое

формулы, представляющее собой диссипативную силу сопротивления деформированию, пропорционально возрастает. Это не соответствует реальности [3].

Для уточнения модели предложено введение эмпирического поправочного коэффициента [4], а в работе [5] предлагается нелинейная эмпирическая зависимость коэффициента демпфирования от частоты.

Известно, что сопротивление демпфированию шины оказывают воздух и материал шины. В работе [4] показано, что потери энергии воздуха при деформации шины ничтожно малы и сопротивление сжатию воздуха в шине можно считать упругим. Материал шины, являющийся полимером, удовлетворительно описывается моделью упруго-вязкого тела [6]. Поэтому в качестве динамической модели пневматической шины представляется более приемлемым принять следующую модель упруго-вязкого тела: параллельно соединенные пружину с жесткостью c_2 и демпфер с коэффициентом сопротивления k с последующей пружиной жесткостью c_1 .

Обозначим при нагружении модели силой P : x - перемещение точки A - центра колеса (суммарное сжатие модели); x_1 - перемещение упругого элемента c_1 , контактирующего с дорогой; x_2 - перемещение вязко-упругого элемента c_2 - k .

Сила сопротивления мгновенному сжатию модели упруго-вязкого тела определяется по формуле [7]:

$$P = cx + k_0 x e^{-\frac{t}{T}}; \quad (4)$$

где $c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$ - приведенная жесткость упругих элементов, а $k_0 = \frac{c_1^2}{c_1 + c_2}$ и $T = \frac{k}{c_1 + c_2}$ - параметры, характеризующие демпфирующие свойства модели*.

На рис. 1 приведена осциллограмма временной динамической характеристики, полученной при ступенчатом нагружении шины нормальной нагрузкой за практически возможно короткий промежуток времени. Показанная на рис. 1 кривая АВ удовлетворительно аппроксимируется формулой (4), что подтверждается экспериментальными зависимостями $\ln P_D = \ln P_{D_0} - t/T$, где $P_{D_0} = k_0 x$, приведенными на рис. 2. Как видно из рис. 2, экспериментальные точки ложатся в окрестностях теоретической кривой, что подтверждает возможность принятия такой модели упруго-

* Переобозначения введены авторами.

вязкого тела в качестве динамической модели пневматической шины.

Для анализа динамики движения тракторов представляет интерес поведение этой модели при гармоническом колебании.

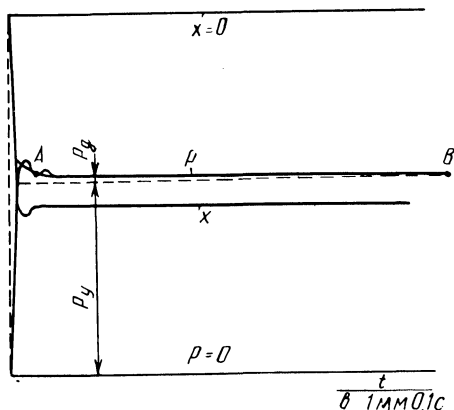


Рис. 1. Оциллограмма временной динамической характеристики при ступенчатом нагружении шины размера 23, 1-26 нормальной нагрузкой: P — сила сопротивления деформированию шины; P_y , P_d — соответственно упругая и диссипативная составляющие силы сопротивления деформированию; x — прогиб шины.

Уравнение движения модели определяется из условия

$$P = k\dot{x} + c_2x_2 = c_1x_1. \quad (5)$$

Подставив в (5) условия совместности деформаций $x = x_1 + x_2$ и значения x из выражения (2), получим уравнение

$$k\dot{x}_2 + (c_1 + c_2)x_2 = c_1x_0 \sin(\omega t + \theta). \quad (6)$$

Решая уравнение (6) при начальном условии $x/t=0 = x_0 \sin \theta$, после преобразования получим:

$$P = \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x + \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} \dot{x} - \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} x \cdot e^{-\frac{t}{T}}$$

В случае стационарного движения трактора по случайному почвенному фону колебания трактора могут быть представлены бесконечной суммой вынужденных гармонических колебаний со случайной амплитудой, частота которых определена спектральной плотностью [2]. В этом случае составляющая $\frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} x \cdot e^{-\frac{t}{T}}$ быстро стремится к нулю, и сила сопротивления деформированию шины при вынужденных гармонических колебаниях

$$P = \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x + \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} \dot{x}.$$

Введем в этой формуле по аналогии с выражениями (1) и (4) упругую $P_y = \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x$ и диссипативную $P_d = \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} \dot{x}$,

составляющие силы сопротивления деформированию шины. Второе слагаемое в выражении для упругой составляющей включает коэффициент сопротивления демпфера, входящий в постоянную времени T . Однако это слагаемое характеризует влияние демпфера только на распределение деформаций упругих элементов с изменением частоты колебаний.

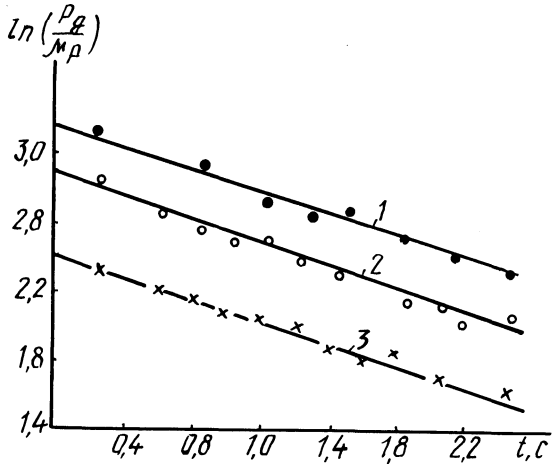


Рис. 2. Зависимость натуральных логарифмов диссипативных сил от времени:
1 — прогиб шины 103 мм;
2 — прогиб шины 93 мм; 3 — прогиб шины 54 мм,

Рассмотрим работу силы сопротивления деформированию шины при гармонических колебаниях. Элементарная работа

$$dA = (P_y + P_d) dx = \left[\left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) x_0 \sin \omega t + \frac{k_0 T}{1 + T^2 \omega^2} x_0 \omega \cos \omega t \right] \cos \omega t dt.$$

Проинтегрировав в пределах от 0 до t , получим выражения работы сил P_y и P_d соответственно:

$$A_y = \frac{x_0^2}{4} \left(c + \frac{k_0 T^2 \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} \right) (1 - \cos 2\omega t);$$

$$A_d = \frac{1}{2} \frac{k_0 T \omega^2}{1 + T^2 \omega^2} x_0 \omega \left(\omega t + \frac{\sin 2\omega t}{2} \right). \quad (7)$$

Как видно из формулы (7), работа силы P_y за половину цикла колебаний равна нулю, и, следовательно, работа упругих сил диссипации не вызывает.

Таким образом, в качестве динамической модели пневматической шины предложена модель упруго-вязкого тела, которая лучше, чем применяемая модель Кельвина — Фойгта, описывает физические процессы деформирования шины. Дано решение этой модели для случая вынужденных гармонических колебаний, являющегося типичным при решении задач динамики движения тракторов.

Л и т е р а т у р а

1. Дорога - шина - автомобиль - водитель / А.А.Хачатуров, В.Л.Афанасьев, В.С.Васильев и др. - М., 1978. - 538 с.
2. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. - М., 1978. - 190 с.
3. Бухин Б.Л. Выходные характеристики пневматических шин; обзор.—М., 1978. - 83 с.
4. Работа автомобильной шины / В.И.Кнороз, Е.В.Кленников, И.П.Петров и др. - М., 1976. - 238 с.
5. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. - М., 1978. - 132 с.
6. Резниковский М.М., Лукомская А.И. Механические испытания каучука и резины. - М., 1968. - 500 с.
7. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. - Л., 1976. - 320 с.