

По результатам ранее выполненных исследований установлено, что прочность сцепления покрытий, полученных гиперзвуковой металлизацией по оптимизированной технологии превышает в 2–2,5 раза этот параметр покрытий, полученных традиционной электродуговой металлизацией, вследствие дисперсности расплавленных частиц и большей кинетической энергии.

Литература

1. Витязь, П.А. Замена гальванического хромирования на технологию гиперзвуковой металлизации при ремонте деталей узлов трения скольжения / П.А. Витязь, М.А. Белоцерковский, А.С. Прядко // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010. – №10. – С. 2–5.
2. Белоцерковский, М.А. Анализ процесса взаимодействия газопламенного факела и независимого спутного потока / М.А. Белоцерковский // Механика машин, механизмов и материалов. – 2013. – №2 (23). – С. 68–73.

УДК 378.146.8

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ НАГРУЗКИ НА АВТОМОБИЛЬ ПО ДИНАМИКЕ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ

Магистрант гр. 501140-20 Седако П. В.

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Гурский А. С.

Оценка степени нагрузки двигателя автомобиля является важной задачей при определении условий эксплуатации автомобиля. Сложность определения степени нагрузки состоит в том, что в автомобилях отсутствуют какие-либо датчики измеряющие крутящий момент, передаваемый от двигателя к колесам. Определение крутящего момента, подводимого к колесу осуществляется только во время испытаний транспортного средства с использованием дорогостоящего оборудования. Однако зная такие характеристики автомобиля как масса транспортного средства, зависимость $v = f(t)$, передаточные числа элементов трансмиссии, моменты инерции коленчатого вала двигателя с маховиком, колес с тормозными барабанами и других массивных вращающихся частей автомобиля, представляется возможным оценить степень нагрузки на двигатель автомобиля.

Уравнение (1) показывает, что при движении автомобиля сила тяги F_T в каждый момент равна сумме всех сил сопротивления и представляет собой так называемый тяговый баланс автомобиля.

$$\overline{F_T} = \overline{F_f} + \overline{F_B} + \overline{F_h} + \overline{F_a}, \quad (1)$$

где $\overline{F_f}$ – сила сопротивления качению, Н; $\overline{F_B}$ – сила сопротивления воздуха, Н; $\overline{F_h}$ – сила сопротивления подъему, Н; $\overline{F_a}$ – сила сопротивления разгону, Н.

Для определения силы тяги развиваемой автомобилем можно использовать теорему об изменении кинетической энергии, которая гласит, что изменение кинетической энергии системы при некотором перемещении равно сумме работ на это перемещение всех приложенных к системе внешних и внутренних сил, и может быть представлено уравнением (2). В качестве системы, о которой идёт речь, может выступать любая механическая система, состоящая из любых тел [3, 4].

$$T - T_0 = \sum A_k^e + \sum A_k^i \quad (2)$$

где T – кинетическая энергия в конечный момент времени, Дж; T_0 – кинетическая энергия в начальный момент времени, Дж; $\sum A_k^e$ – сумма работ внешних сил, Дж; $\sum A_k^i$ – сумма работ внутренних сил, Дж.

В случае с автомобилем работа внешних сил, представляется работой сил сопротивления качению, подъема, сопротивления воздуха, и сопротивления ускорению. А работа внутренних сил, есть работа силы тяги развиваемой двигателем. Таким образом, зная, что работа есть произведение силы на перемещение, можно записать следующее выражение

$$T - T_0 = (\pm F_T \pm F_f \pm F_B \pm F_h \pm F_a) \cdot S = \Delta F \cdot S, \quad (3)$$

где ΔF – разница сил сопротивления и силы тяги, Н; S – пройденный путь, м.

При ускорении автомобиля разница кинетической энергии положительна и равна работе силы тяги, направленной на ускорение автомобиля, при замедлении разница кинетической энергии отрицательна и равна работе сил, направленных на торможение автомобиля. Когда скорость автомобиля станет постоянной, это значит, что сила тяги сравнялась с суммой сил сопротивления движению.

При определении изменения кинетической энергии от момента, когда автомобиль имел скорость равную нулю до значения скорости отличной от нуля можно определить величину работы всех сил сопротивления движению автомобиля, а, следовательно, и силу тяги, момент на колесе, и мощность, затрачиваемую автомобилем на движение.

При определении кинетической энергии автомобиля стоит учитывать, что при разгоне автомобиля происходит изменение кинетической энергии поступательно движущейся массы автомобиля и вращающихся масс (двигателя, трансмиссии, тормозных дисков или барабанов, и колес), увеличивающих сопротивление разгону. Это увеличение можно учесть в расчетах, если считать, что массы автомобиля движутся поступательно, но использовать эквивалентную массу $m_э$, несколько большую чем m_a .

Используя метод Н.Е. Жуковского, приравниваем кинетическую энергию поступательно движущейся эквивалентной массы сумме энергий [5]:

$$\frac{m_э \cdot v^2}{2} = \frac{m_a \cdot v^2}{2} + \frac{J_d \cdot \omega_d^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2}, \quad (4)$$

где m_a – масса автомобиля, кг; J_d – момент инерции маховика двигателя и связанных с ним деталей, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; J_k – суммарный момент инерции всех колес, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_d – угловая скорость двигателя, рад/с; ω_k – угловая скорость колеса, рад/с.

Так как $\omega_k = V / r_k$ и $\omega_d = V \cdot i_{кп} \cdot i_{гп} / r_k$, то получим

$$m_3 = m_a + \frac{J_\delta \cdot i_{КП}^2 \cdot i_{ГП}^2 + \sum J_\kappa}{r_\kappa^2}, \quad (5)$$

где $i_{КП}$ – передаточное число выбранной передачи; $i_{ГП}$ – передаточное число главной передачи; r_κ – радиус колеса, м.

Можно произвести замену

$$m_3 = m_a \cdot \delta, \quad (6)$$

где δ определяется по формуле (7)

$$\delta = 1 + \frac{J_\delta \cdot i_{КП}^2 \cdot i_{ГП}^2}{r_\kappa^2 \cdot m_a} + \frac{J_{\kappa 1} + J_{\kappa 2}}{r_\kappa^2 \cdot m_a} = 1 + \delta_1 \cdot i_{КП}^2 + \delta_2. \quad (7)$$

В первом приближении можно принять следующее

$$\delta = 1,04 + 0,04 \cdot i_{КП}^2. \quad (8)$$

Запишем уравнение теоремы об изменении кинетической энергии, с учетом выражений (3) и (5)

$$\frac{m_3 \cdot v_1^2}{2} - \frac{m_3 \cdot v_0^2}{2} = \Delta F \cdot S, \quad (9)$$

где m_3 – эквивалентная масса автомобиля, кг; v_1 – конечная скорость автомобиля, м/с; v_0 – начальная скорость, м/с; ΔF – сила тяги, направленная на изменение скорости автомобиля, Н; S – перемещение автомобиля за время изменения скорости $v_0 - v_1$, м.

Величину пути можно определить, зная зависимость изменения скорости автомобиля от времени $v = f(t)$. Путь равен площади под кривой $v = f(t)$.

Имея значения скорости на разных промежутках времени можем определить перемещение на этих промежутках по следующей формуле

$$S = 0,5 \cdot (V_1 + V_0) \cdot (t_1 - t_0). \quad (10)$$

Подставляем в формулу (9) выражение (10) и выражаем силу тяги ΔF , которую развивает автомобиль.

$$\Delta F = \frac{\frac{m_3 \cdot v_i^2}{2} - \frac{m_3 \cdot v_0^2}{2}}{0,5 \cdot (V_1 + V_0) \cdot (t_1 - t_0)} = \frac{m_3 \cdot (v_1^2 - v_0^2)}{(V_1 + V_0) \cdot (t_1 - t_0)} = \frac{m_3 \cdot (V_1 - V_0)}{(t_1 - t_0)}. \quad (11)$$

Таким образом, используя выражение (11) можно определить силу тяги, которую автомобиль преодолевает при изменении скорости, что позволяет определить момент силы на колесе и мощность, развиваемую двигателем направленную на преодоление сопротивлений в каждый момент времени по следующим формулам

$$M_\kappa = F_m \cdot r_\delta, \quad (12)$$

где r_δ – динамический радиус колеса, м.

$$N_\kappa = F_m \cdot V \quad (13)$$

Зная номинальную мощность двигателя, представляется возможным оценить степень загрузки двигателя.

Таким образом, для определения степени загрузки на автомобиль достаточно знать массу транспортного средства, зависимость $v = f(t)$, передаточные числа элементов трансмиссии, и моменты инерции коленчатого вала двигателя с маховиком, колес с тормозными барабанами и других массивных вращающихся частей автомобиля.

Представленный способ позволяют оценить загрузки, преодолеваемые автомобилем во время движения, зная которые представляется возможным корректировать периодичность выполнения технического обслуживания на основе практически полученных данных, а не теоретических предположениях о выполненной работе автомобилем.

Литература

1. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / 2-е изд., перераб. – Москва : военное издательство министерства обороны ССР, 1959. – 454с.
2. Сафиуллин, Р. Н. Эксплуатация автомобилей : учебник для вузов / Р. Н. Сафиуллин, А. Г. Башкардин – 2-е изд., испр. и доп. – Москва : Издательство Юрайт, 2019. – 204 с.
3. Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для вузов. –10-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1986. – 416 с.
4. Журавлев, В. Ф. Основы теоретической механики : учебник / В. Ф. Журавлев. – 3-е изд., перераб. – Москва : Физматлит, 2008. – 304 с.
5. Хусаинов, А. Ш. Теория автомобиля. Конспект лекций / А. Ш. Хусаинов, В. В. Селифонов – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.

УДК 007.681.5

СРЕДСТВА ИЗУЧЕНИЯ CAN ШИНЫ АВТОМОБИЛЯ

Магистрант гр. 501140-20 Седяко П. В.

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Гурский А. С.

Работа автомобиля постоянно контролируется по физическим параметрам (температура охлаждающей жидкости, расход воздуха, частота вращения коленчатого вала и др.); такие измерения производятся с помощью электронных датчиков, преобразующих измеряемую величину в другую величину удобную для передачи и обработки главным блоком управления.

Во всех современных автомобилях каждая система (система питания, тормозная система, система освещения и др.) может иметь свой собственный блок управления, что приводит к их большому количеству в автомобиле в связи с чем применяется CAN шина для их связи между собой. Так CAN шина связывает приборные панели, блоки управления коробкой передач, блоки климат контроля и блоки прочих систем, что делает ее наиболее подходящим источником получения информации об автомобиле во время его работы.

CAN-шина. CAN (*Controller Area Network* – сеть контроллеров) представляет собой стандарт промышленной сети, ориентированный, прежде всего, на объединение в единую сеть различных