

В. А. Зуев¹
С. И. Кривошапов¹
Э. Х. Рабинович¹
М. Х. Буравцев¹
В. А. Кашканов²

ОЦЕНКА ПРЕДЛАГАЕМОГО СПОСОБА ИЗМЕРЕНИЯ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ЧАСТЕЙ ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ ПО РАЗГОНУ И ВЫБЕГУ

¹ Харьковський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

Рассмотрена схема передачи энергии от двигателя к колесам автомобиля. Указывается, что на динамику автомобиля при движении на пониженных передачах оказывает значительное влияние величина момента инерции эквивалентных масс. Для легкового автомобиля при движении на первой передаче эквивалентная масса может увеличиваться до 28 %. В литературе инерционные массы определяются приближенно.

В статье предложена простая методика оценки моментов инерции основных вращающихся частей (колес, трансмиссии, двигателя) без разборки автомобиля. Суть метода заключается в измерении замедления при свободном выбеге автомобиля с вывешенными колесами автомобиля, а затем без колес.

Составлена система уравнений силового баланса выбега автомобиля на 3 и 4 передачах коробки передач с разомкнутым сцеплением. При составлении уравнения были приняты допущения, что при одинаковой частоте вращения коленчатого вала двигателя и одинаковой степени открытия дросселя создаваемый двигателем крутящий момент будет одинаков. Получены формулы для расчета момента инерции колес и переменной части трансмиссии, по которым рассчитывается инерционная масса двигателя без необходимости снятия с машины. Описана методика проведения экспериментального исследования, применительно для автомобиля Hyundai i30, рабочим объемом 1,4 литра, 2007 года выпуска. В ходе эксперимента измерялись обороты коленчатого вала двигателя через разъем OBD II с помощью адаптера ELM 327 и программы ScanMaster-ELM, скорость движения автомобиля навигатором Garmin eTrex 30, а обороты колеса записывались на видео. При ходе эксперимента контролировалась состояние шин Nokian Nordman SX 195/65 R15 91H, для которых определялась остаточная глубина рисунка протектора шин, давление, момент инерции (методом бифилярного подвеса). По данным результата эксперимента по разработанной математической модели были рассчитаны момент инерции вращающихся частей автомобиля Hyundai i30 на разных передачах. Результат исследования позволяет установить фактическое состояние вращающихся частей автомобиля, знание которых повышает точность определения эксплуатационных характеристик.

Методика может быть использована для диагностирования допустимого износа элементов трансмиссии и колес автомобиля. Методика не требует применения сложных стендов и дорогих приборов.

Ключевые слова: автомобиль, динамические свойства, момент инерции, трансмиссия, колесо, методика испытаний, техническое состояние, диагностирование.

Введение

Привод машины, например, автомобиля, состоит из источника механической энергии (двигателя E), рабочего органа (колес W) и силовой передачи от двигателя к рабочему органу (трансмиссии Tr). В задачах динамики каждая из этих частей машины характеризуется моментом инерции (МИ, J) или массой поступательно движущейся части либо приведенной, т.е. эквивалентной массой (ПМ, ЭМ, M), которые в технических характеристиках ни автомобиля, ни самих частей не приводятся. Пока речь идет о рабочих режимах машины, например, движении автомобиля по дороге, доля этих неизвестных невелика по сравнению с массой поступательно движущегося автомобиля (m_a), поэтому обычно ограничиваются грубой оценкой этих показателей, что практически не сказывается на расчетных параметрах движения: ускорениях самой машины или ее рабочего органа либо действующих силах, вычисляемых по второму закону Ньютона. Однако в задачах движения автомобиля на нижних передачах ЭМ двигателя становится более заметной; так, для легкового автомобиля полной массой $m_a \approx 1500$ кг с МИ двигателя $J_e \approx 0,15$ кг·м², динамическим радиусом ведущего колеса $R \approx 0,3$ м и передаточными числами главной пары $u_0 \approx 4$, четвертой передачи $u_4 \approx 1$ и первой $u_1 \approx 4$ эквивалентная масса двигателя на четвертой передаче $M_4 = I_e \cdot (u_0 \cdot u_4 / R)^2 = 0,15 \cdot (4 \cdot 1 / 0,3)^2 = 26,7$ кг, т.е. 1,8 %

от массы автомобиля, а на первой передаче $M_1 = I_e \cdot (u_0 \cdot u_1/R)^2 = 0,15 \cdot (4 \cdot 4/0,3)^2 = 426,7$ кг, т.е. уже 28,4 %. На инерционном (динамическом) стенде для диагностики силового агрегата при ЭМс стенда 800 кг эти показатели возрастают более чем вдвое, а при ЭМс=200 кг – в семь с половиной раз. Наконец, в исследовательских задачах, когда нагрузка создается суммой приведенных масс колес и трансмиссии (15+5=20 кг) или только трансмиссии без колес (5 кг) даже на верхних передачах ошибка в определении этих приведенных масс становится крайне нежелательной.

Постановка проблемы в общем виде

Остановимся на примере автомобиля. Будем рассматривать переднеприводную трансмиссию с механической коробкой передач (МКПП). Строго говоря, в трансмиссии можно выделить постоянную часть (от вторичного вала КПП до тормозных дисков со ступицами) и переменную часть (от ведомого диска сцепления до шестерен постоянного зацепления на вторичном валу), приведенная к колесам масса которой прямо пропорциональна квадрату передаточного числа включенной передачи. Для решения исследовательских задач нужно знать собственные МИ и постоянной, и переменной частей. Будем обозначать их соответственно J_{tr} и J_{sc} (а приведенные массы M_{tr} и M_{sc}).

Работа исследователей, оперирующих полученными в эксперименте данными, требует знания показателей данной конкретной машины в момент эксперимента, а они могут немного отличаться от номинальных вследствие износа деталей (особенно шин, дисков сцепления и тормозных дисков с фрикционными накладками) и более заметно – из-за выполненных в ходе эксплуатации замен – шин, деталей, а иногда и целых агрегатов (часто в рамках мощностного «тюнинга» силовой установки пользователи автомобилей изменяют цилиндро-поршневую группу, распределительный вал, маховик, диск сцепления, передаточные числа КП и главной передачи, колеса).

Наконец, в рядовой эксплуатации заметное изменение МИ какой-то части может служить симптомом недопустимого износа и указывать на необходимость замены. Так, у легкового автомобиля ВАЗ МИ двух фрикционных накладок составляет около 45 % МИ собранного диска сцепления.

Анализ публикаций

Известные способы измерения МИ частей привода требуют разборки привода и оценки МИ каждой части индивидуально [1, 2, 3], либо применения роликовых стендов [4, 5, 6] или дополнительных подключаемых частей с известным МИ, например, колес автомобиля [7]. Однако среди известных способов только разборка привода позволяет оценить по отдельности МИ постоянных и переменных частей трансмиссии.

Постановка задачи

Таким образом, имеется потребность в простом, доступном и быстром методе измерения без разборки моментов инерции или приведенных масс разных частей привода машины (колес, трансмиссии, двигателя). Желательно при этом не применять дорогих измерительных средств и методов и обходиться естественными показателями, измеряемыми в процессе работы либо диагностики.

Изложение основного материала исследования

Для определения МИ трансмиссии такими методами могут быть новые варианты метода выбега. Суть метода выбега состоит в измерении замедлений свободного выбега (т.е. вращения по инерции) трансмиссии с вывешенными колесами автомобиля, а затем без колес. В простейшем варианте регистрируется время выбега объекта от первой заданной скорости до второй (либо до остановки). Несколько большие возможности дает использование тщательно откалиброванного спидометра или сигнала скорости с диагностического разъема OBD 2. Если выбег правого и левого колес происходит несинхронно, применяются способы с вывешиванием только одного колеса, например [8].

В любом варианте количество уравнений, описывающих движение колес и (или) ступиц при выбеге в двух указанных режимах, оказывается меньше числа неизвестных – МИ или ЭМ трансмиссии и сил сопротивлений, которые вызывают замедление движения. Поэтому принимают допущения, например, о равенстве сопротивлений в режимах с колесами и без. Тогда выбеги в двух режимах позволяют найти одно неизвестное.

Предлагается осуществлять выбеги, не переводя рычаг МКПП в нейтральное положение, а оставляя его в положении той передачи, на которой выполнялся разгон – а таких передач на легковом автомобиле обычно от 4 до 6. В этом случае число уравнений может составлять от 8 до 12 (выбег с колесами и без колес после разгона на каждой передаче).

Традиційно в задачах динаміки автомобіля рух всіх частин приводять до осі вихідного вала двигателя, наприклад, колінчатого вала (КВ). Хотілось би привести рух до поступального руху автомобіля – це упрощає викладки і робить розрахункові показники більш наглядними. Однак при цьому виникає проблема неопределенності кінематичного і, особливо, динамічного радіуса ведучого колеса (строго говоря, середнього радіуса ведучих колес). Тому тут і далі будемо приводити рух до осі вихідного вала двигателя і тільки в кінці для наглядності описувати його в термінах поступального руху, чітко оголошуючи виміряне або прийняте значення вказаного радіуса.

Для визначення МІ двигателя можна використовувати вибіги і разгони. Допустимо, в експерименті замірялись кутові прискорення разгону колінчатого вала (КВ) і кутові сповільнення вибігу постійної частини трансмісії вивешеного на домкратах (або інших пристроях) автомобіля з колесами (j_w) і без колес (j_n) на 4-й і на 3-й передачах. Сповільнення викликається дією сил опору руху F , основну частину яких створюють втрати на перемішування масла в картері МКПП, створюване в основному деталлю максимального діаметра, т.е. зубчастим венцем ведомого зубчастого колеса головної пари. Частота його обертання пропорційна швидкості автомобіля (т.е. кутовій швидкості обертання колес або ступиць) і при вибігу не залежить ні від включеної передачі, ні, як вважають звичайно, від наявності або відсутності колес, що дає деякі підстави для порівняння сил F на однаковій швидкості в різних режимах.

Складемо рівняння другого закону Ньютона для всіх режимів з урахуванням того, що перехід від разгону до вибігу здійснюється скиданням газу з одночасним натисканням на педаль сцеплення без перемикання МКПП в нейтральне положення.

Вибіг після разгону на 3-й передачі без колес

$$F_{3n} = j_{3n} \cdot (M_{tr} + M_{sc3}) = j_{3n} \cdot M_{tr} + j_{3n} \cdot M_{sc3}. \quad (1)$$

Вибіг після разгону на 3-й передачі з колесами

$$F_{3w} = j_{3w} \cdot (M_{tr} + M_{sc3} + M_w) = j_{3w} \cdot M_{tr} + j_{3w} \cdot M_{sc3} + j_{3w} \cdot M_w. \quad (2)$$

При допущенні про рівність $F_{3n} = F_{3w}$

$$j_{3n} \cdot M_{tr} + j_{3n} \cdot M_{sc3} = j_{3w} \cdot M_{tr} + j_{3w} \cdot M_{sc3} + j_{3w} \cdot M_w,$$

откуда

$$j_{3n} \cdot M_{tr} - j_{3w} \cdot M_{tr} = -j_{3n} \cdot M_{sc3} + j_{3w} \cdot M_{sc3} + j_{3w} \cdot M_w.$$

Оскільки маса постійної частини трансмісії M_{tr} однакова во всіх режимах,

$$(j_{3n} - j_{3w}) \cdot M_{tr} = (-j_{3n} + j_{3w}) \cdot M_{sc3} + j_{3w} \cdot M_w, \\ M_{tr} = \frac{j_{3w} \cdot M_w - (j_{3n} - j_{3w}) \cdot M_{sc3}}{(j_{3n} - j_{3w})}. \quad (3)$$

Аналогічно після разгону на 4-й передачі

$$M_{tr} = \frac{j_{4w} \cdot M_w - (j_{4n} - j_{4w}) \cdot M_{sc4}}{(j_{4n} - j_{4w})}. \quad (4)$$

Порівнюємо і приводимо до загального знаменателя:

$$\frac{j_{3w} \cdot M_w - (j_{3n} - j_{3w}) \cdot M_{sc3}}{(j_{3n} - j_{3w})} = \frac{j_{4w} \cdot M_w - (j_{4n} - j_{4w}) \cdot M_{sc4}}{(j_{4n} - j_{4w})},$$

$$(j_{4n} - j_{4w}) \cdot (j_{3w} - j_{4w}) M_w = (j_{4n} - j_{4w}) \cdot (j_{3n} - j_{3w}) \cdot M_{sc3} - (j_{3n} - j_{3w}) \cdot (j_{4n} - j_{4w}) \cdot M_{sc4};$$

Відомо, що $M_{sc3} = J_{sc} (u_0 u_3 / R)^2$ і $M_{sc4} = J_{sc} (u_0 u_4 / R)^2$. Підставив ці вирази в попереднє рівняння і розв'язав його відносно J_{sc} , одержимо

$$J_{sc} = \frac{(j_{4n} \cdot j_{3w} - j_{3n} \cdot j_{4w}) \cdot M_w}{(j_{3n} - j_{3w}) \cdot (j_{4n} - j_{4w}) \cdot (u_0/R)^2 \cdot (u_3^2 - u_4^2)}.$$

Оскільки приведення до радіуса R еквівалентна маса $M = J / R^2$,

$$J_{sc} = \frac{(j_{4n} \cdot j_{3w} - j_{3n} \cdot j_{4w}) \cdot I_w}{(j_{3n} - j_{3w}) \cdot (j_{4n} - j_{4w}) \cdot (u_0)^2 \cdot (u_3^2 - u_4^2)}. \quad (5)$$

Линейное ускорение j , вращающегося тела на радиусе R , прямо пропорционально угловому ускорению $j = \varepsilon \cdot R$, поэтому

$$J_{sc} = \frac{(\varepsilon_{4n} \cdot \varepsilon_{3w} - \varepsilon_{3n} \cdot \varepsilon_{4w}) \cdot I_w}{(\varepsilon_{3n} - \varepsilon_{3w}) \cdot (\varepsilon_{4n} - \varepsilon_{4w}) \cdot u_0^2 \cdot (u_3^2 - u_4^2)}. \quad (6)$$

Этой формулой можно пользоваться, если в эксперименте измеряются не линейные, а угловые ускорения. Обе эти формулы не содержат неопределенных значений радиуса колеса (ни кинематического, ни динамического).

Теперь, когда известны моменты инерции колес и переменной части трансмиссии, можно найти МИ её постоянной части по формуле (3) или (4).

Использованный выше подход позволяет оценить МИ двигателя без снятия с машины и разборки на части и без применения стендов и дорогих приборов. При использовании в применении к этой задаче метода выбега встречаются значительные затруднения из-за большой вариации сопротивлений – механических потерь, нестабильности сопротивления компрессированию и других сопротивлений. Это заставляет задуматься об использовании методов разгона – здесь движущие силы заметно больше сопротивлений – и расходуются они на преодоление сил инерции. Имея значения моментов инерции трансмиссии и колес, изменяя разгоняемые массы (за счет снятия колес), а также переключая передачи в трансмиссии, можно оценить собственный МИ двигателя.

Задача решается достаточно просто, если допустить, что при одинаковой частоте вращения КВ и одинаковой степени открытия дросселя создаваемый двигателем крутящий момент T будет одинаков. Запишем уравнения для разгона двигателя с трансмиссией с колесами (индекс w) и без них (индекс n):

$$T_{w3} = \varepsilon_{3w} \left[(J_w + J_{tr}) / (u_0 u_3)^2 + (J_e + J_{sc}) \right];$$

$$T_{n3} = \varepsilon_{3n} \left[J_{tr} / (u_0 u_3)^2 + (J_e + J_{sc}) \right].$$

После приравнивания этих выражений и приведения подобных членов получаем

$$\varepsilon_{3w} J_w / (u_0 u_3)^2 - J_{tr} (\varepsilon_{3n} - \varepsilon_{3w}) / (u_0 u_3)^2 - J_{sc} (\varepsilon_{3n} - \varepsilon_{3w}) = J_e (\varepsilon_{3n} - \varepsilon_{3w}).$$

Делим обе части на множитель при искомом МИ двигателя

$$\frac{\varepsilon_{3w} J_w / (u_0 u_3)^2}{(\varepsilon_{3n} - \varepsilon_{3w})} - J_{tr} / (u_0 u_3)^2 - J_{sc} = J_e.$$

В первом члене делим числитель и знаменатель на угловое ускорение при разгоне с колесами:

$$J_e = \left[\frac{J_w}{(\varepsilon_{3n} / \varepsilon_{3w} - 1)} - J_{tr} \right] / (u_0 u_3)^2 - J_{sc}. \quad (7)$$

Такая же формула может быть записана для разгонов на любой передаче. Важно, что МИ двигателя можно рассчитать по двум разгонам на разных передачах (с колесами или без них), но соотношение угловых ускорений выходных валов трансмиссии можно заменить соотношением угловых ускорений КВ в этих режимах. При пользовании данными с OBD II эти ускорения можно рассчитать с достаточной точностью по простой формуле $\varepsilon = (n_2 - n_1) / (t_2 - t_1)$. Попытка использовать разгоны с колесами и без них на одной передаче обращает уравнение в тождество.

Описанный метод и формулы были использованы при оценке моментов инерции частей привода автомобиля Hyundai i30 1,4 2007, находящегося в эксплуатации с 2008 года и регулярно используемого в экспериментах. Общий пробег автомобиля ко дню эксперимента составлял 105 740 км. На автомобиле установлены шины NOKIAN NORDMAN SX 195/65 R15 91H. Остаточная глубина рисунка протектора шин на ведущих колесах 4,44 и 4,87 мм. Моменты инерции колес с шинами при давлении 2 бара измерены методом бифилярного подвеса на текстильных шнурах длиной 3,67 м и составили 0,7832 и 0,7848 кг·м², в сумме $J_w = 1,568$ кг·м².

Кинематический радиус правого ведущего колеса, с которого подается на разъем OBD II сигнал скорости автомобиля, определялся в предварительном дорожном эксперименте.

Процесс вращения колеса автомобиля, движущегося на скорости 5 км/ч, записывал на видео идущий рядом с автомобилем наблюдатель. Для этой цели был использован фотоаппарат (ФА) FinePix F100fd. Количество полных оборотов колеса и время определяли по видеозаписи в программе VirtualDub, соответствующий путь автомобиля — по треку, записанному карманным навигатором Garmin eTrex 30. Вычисленный по этим данным средний кинематический радиус за 110 оборотов колеса составил 0,30705 м.

Кроме того, на скоростях 5 и 9 км/ч записывали видеофильм фотоаппаратом Canon PowerShot A2100 IS, закрепленным на удлиненном держателе и выведенным за окно автомобиля. На скорости 5 км/ч средний радиус составил 0,3094 м, на 9 км/ч – 0,3105 м. Возможная причина расхождений – видеозаписи на держателе проводились при подъеме по уклону (в среднем 0,018), видеозаписи при пешем проходе – при спуске, из-за чего к ведущим колесам подводился разный крутящий момент, который, как известно [9], существенно влияет на радиус качения.

В нашем случае разница крутящего момента составит:

$$M_{kr} = m_a g (f \pm i) R = 1500 \cdot 9,81 \cdot (0,010 \pm 0,018) \cdot 0,31.$$

На подъеме это около 128 Н·м, на спуске минус 34 Н·м (с учетом того, что на спуске масса была на 100 кг меньше). Разница 162 Н·м. В эксперименте Е. А. Чудакова [9] это вызвало бы изменение радиуса качения с 365 до 361 мм, на 4 мм, у нас – на 2...3 мм, т.е. тот же порядок.

Впрочем, результаты настоящего исследования мало зависят от значения радиуса качения. А в дальнейшем, вероятно, стоит проводить замеры на дороге без уклона либо проводить испытания в прямом и обратном направлении, и брать среднее значение радиуса по двум испытаниям.

Ускорения измеряли в лаборатории на неподвижном автомобиле с вывешенными ведущими колесами. Водитель разгонял привод резким нажатием на педаль акселератора. По достижении скорости около 120 км/ч по спидометру отпускал педаль газа и выжимал педаль сцепления, удерживая ее в нажатом состоянии до остановки привода. Рычаг переключения передач в нейтральное положение не переводил. Ход педали акселератора был ограничен упором под ней. По сигналам с диагностического разъема записывались параметры процессов разгона и выбега: частота вращения КВ (n , мин⁻¹), «скорость автомобиля» – фактически окружная скорость правого переднего колеса, пересчитанная из частоты его вращения неизвестной программой при неизвестном радиусе качения (V , км/ч) и степень открытия дроссельной заслонки (d , %). Параллельно фотоаппаратом Canon PowerShot A700 записывался видеофильм – показания спидометра и тахометра. Для поддержания стабильности разгонов периодически контролировали температуру двигателя с помощью пирометра.

Выполнено 6 циклов разгон-выбег на 4-й передаче с колесами, затем 11 циклов на 3-й передаче с колесами, после чего были сняты колеса и выполнен замер их моментов инерции. Параллельно выполняли разгоны-выбеги без колес, 44 цикла на 4-й передаче, затем 13 циклов на 3-й передаче, но дальнейшие записи были испорчены сбоями аппаратуры.

Вариация ускорений была достаточно велика (табл. 1), поэтому полученные результаты дают лишь приблизительное представление о МИ двигателя G4FA автомобиля Hyundai 30, расчетные значения которого при среднем 0,1235 кг·м² могут лежать в пределах от 0,073 и до 0,22 кг·м², однако они не противоречат данным других исследователей [5].

Таблица 1

Результаты расчета МИ двигателя G4FA при скоростях разгонов-выбегов 30...70 км/ч

Показатель	При скорости, км/ч							
	30	40	50	60	70	ср 30-70	ср 40-60	ср 40-50
ε_{3w}	1466,35	1580,40	1694,45	1808,50	1922,55	1694,45	1694,45	1637,43
ε_{4w}	1306,16	1315,35	1324,54	1333,73	1342,92	1324,54	1324,54	1319,95
$\varepsilon_{3w}/\varepsilon_{4w}$	1,1226	1,2015	1,2793	1,3560	1,4316	1,2782	1,2789	1,2404
J_e	0,2211	0,1179	0,0722	0,0399	0,0247	0,0952	0,0767	0,0951

Значение МИ 0,22 кг·м² слишком велико для двигателя объемом 1,4 л, значения 0,073 и ниже слишком малы. Среднее значение по данным, полученным на скоростях около 40 км/ч, выглядят более реально (табл. 2).

Таблица 2

Результаты расчета МИ двигателя G4FA при скоростях разгонов-выбегов близких к 40 км/ч

Показатель	При скорости, км/ч						
	39	40	41	42	43	44	
ε_{3w}	1568,995	1580,4	1591,805	1603,21	1614,615	1626,02	
ε_{4w}	1314,433	1315,352	1316,271	1317,19	1318,108	1319,027	
$\varepsilon_{3w}/\varepsilon_{4w}$	1,193667	1,201503	1,209329	1,217144	1,224949	1,232742	
J_e	0,124549	0,117949	0,111472	0,105822	0,093658	0,089778	

По данным [5], близкий двигатель GL4A 1,2 л имеет момент инерции 0,0961 кг·м².

Выводы

Таким образом, предварительная оценка показала, что предложенный метод определения МИ вращающихся частей автомобиля, включая двигатель, может быть использован для практического применения при отсутствии более точных методов. Для уменьшения вариации результатов необходимо увеличить количество испытательных циклов разгонов-выбегов, а также несколько изменить условия проведения эксперимента. Речь идет о замеченной небольшой несинхронности вращения правого и левого колес, что может вносить некоторую неопределенность ускорения. Это негативное влияние можно устранить при регистрации разгонов-выбегов одного вывешенного колеса, когда второе колесо сохраняет контакт с опорной поверхностью, т.е. остается неподвижным [8].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Э. Х. Рабинович, В. А. Зуев, и М. А. Горбачевский, «Определение момента инерции и сопротивлений холостого хода трансмиссии легкового автомобиля» в *Сб. тр. «ЕКОВАРНА '2009»*. Варна: Технически университет, 2009, с. 598-604.
- [2] Э. Х. Рабинович, В. П. Волков, и В. А. Зуев, «Измерение момента инерции и сопротивлений холостого хода трансмиссии автомобиля ВАЗ-2105 методом выбега», на *VIII Міжнар. наук.-техн. конф. Метрологія та вимірювальна техніка: «Метрологія–2012»* Харків: ННЦ «Інститут метрології», 2012, с. 394-397.
- [3] Д. Н. Левченко, Р. И. Клубенко, «Определение момента инерции трансмиссии автомобиля BMW 520i», на *73-й междунар. студ. науч. конф.* Харьков: ХНАДУ, 2011, с. 198-204.
- [4] В. А. Зуев, «Бестормозной метод определения момента инерции двигателя на роликовом стенде», на *8-й міжнар. наук.-практ. конф. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та устаткування для їх обслуговування*. Херсон: Херсонська державна морська академія. 2017, с. 417-423.
- [5] Pexa Martin et al. Moment of inertia measurement of vehicle engine. URL: <http://www.ein.org/plpodstronywydania47pdf07.pdf> (дата обращения: 10.10.2020)
- [6] В. В. Мелешин, *Исследование метода определения параметров автомобиля*. Ставрополь: Изд-во СКФУ, 2014. 74 с.
- [7] В.А. Петрушов, В.В. Московкин, и А. Евграфов, *Мощностной баланс автомобиля*. М.: Машиностроение, 1984, 160 с.
- [8] А. В. Егоров, и В. Н. Егоров, «Способ определения момента инерции двигателя внутреннего сгорания», *Патент РФ № 2370741*.
- [9] Е. А. Чудаков, *Качение автомобильного колеса*. М: Машгиз, 1947, 72 с.

Зуев Владимир Александрович – ассистент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: Vlal/zuyev@gmail.com.

Кривошапов Сергей Иванович – канд. техн. наук., доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua.

Рабинович Эрнест Хаимович – канд. техн. наук., ст. науч. сотр, пенсионер, e-mail: erjara3@gmail.com.

Буравцев Михаил Хаимович – инженер, пенсионер, e-mail: mikhail.buravtsev@gmail.com.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков

Кашканов Виталий Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Винницкий национальный технический университет, г. Винница

V. Zuyev¹
S. Krivoshapov¹
E. Rabinovich¹
M. Buravtsev¹
V. Kashkanov²

Evaluation of the proposed method for inertia moments of vehicle powertrain parts measuring by acceleration and deceleration

¹Kharkov National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

The scheme of energy transmission from the engine to the wheels of the car is considered. It is indicated that the dynamics of the vehicle when driving in low gears is significantly influenced by the value of the moment of inertia of equivalent masses. For a passenger car, when driving in first gear, the equivalent weight can increase up to 28%. In the literature, inertial masses are determined approximately.

The article proposes a simple technique for assessing the moments of inertia of the main parts (wheels, transmission, engine) without disassembling the car. The essence of the method is to measure the deceleration during free run of the car with the vehicle's wheels hanging, and then without the wheels.

A system of equations for the power balance of the vehicle run-out in 3rd and 4th gears of the gearbox with open clutch is compiled. When drawing up the equation, it was assumed that with the same engine speed and the same throttle opening, the engine torque would be the same. Formulas are obtained for calculating the moment of inertia of the wheels and the variable part

of the transmission, according to which the inertial mass of the engine is calculated without the need to remove it from the machine. The article describes the experimental research methodology applied to the Hyundai i30 car with a working volume of 1.4 liters, manufactured in 2007. In the course of the experiment, the engine speed was measured through the OBD II connector, using the ELM 327 adapter and the ScanMaster-ELM program, the vehicle on-road speed using the Garmin eTrex 30 navigator, and the wheel revolutions were recorded on video. During the experiment, the condition of the tires Nokian Nordman SX 195/65 R15 91H was monitored, for which the residual depth of the tire tread pattern, pressure, moment of inertia were determined (by the bifilar suspension method). Based on the results of the experiment, the developed mathematical model was used to calculate the moment of inertia of the rotating parts of the Hyundai i30 in different gears. The result of the study allows you to establish the actual state of the rotating parts of the car, the knowledge of which increases the accuracy of determining the performance characteristics.

The technique can be used to diagnose the conditions of transmission elements and car wheels. The technique does not require the use of complex stands and expensive devices.

Key words: car, dynamic properties, moment of inertia, transmission, wheel, test procedure, technical condition, diagnostics.

Zuyev Vladimir – Associate, Associate Department of Technical operations and service of cars name after prof. Govorushchenko N.Ya., e-mail: Vlal.zuyev@gmail.com.

Krivoshapov Sergey – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor Department of Technical operations and service of cars name after prof. Govorushchenko N.Ya., e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua.

Rabinovich Ernest – Ph. D. (Eng), senior researcher, e-mail: erjara3@gmail.com.

Buravtsev Mihail – engineering, e-mail: mikhail.buravtsev@gmail.com.

Kashkanov Vitaliy – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kash_2004@ukr.net.

В. О. Зуєв¹
С. І. Кривошапов¹
Е. Х. Рабінович¹
М. Х. Буравцев¹
В. А. Кашканов²

Оцінка запропонованого методу вимірювання моменту інерції частин приводу автомобіля за разгоном та вибігом

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

Розглянуто схему передачі енергії від двигуна до коліс автомобіля. Вказується, що на динаміку автомобіля при русі на знижених передачах значно впливає величина моменту інерції еквівалентних мас. Для легкового автомобіля при русі на першій передачі еквівалентна маса може збільшуватися до 28 %. У літературі інерційні маси визначаються наближено.

У статті запропонована проста методика оцінки моментів інерції основних обертових частин (колiс, трансмісії, двигуна) без розбирання автомобіля. Суть методу полягає у вимірюванні уповільнення при вільному вибігу автомобіля з вивішеними колесами автомобіля, а потім без коліс.

Складено систему рівнянь силового балансу, під час вибігу автомобіля на 3-й та 4-й передачах коробки передач з розімкненим зчепленням. При складанні рівняння було прийнято допущення, що при однаковій частоті обертання колінчастого вала двигуна та однаковою мірою відкриття дроселя, крутний момент, який створюється двигуном, буде також однаковий. Отримано формули для розрахунку моменту інерції коліс та змінної частини трансмісії, за якими розраховується інерційна маса двигуна без необхідності зняття його з машини. Описано методику проведення експериментального дослідження, стосовно до автомобіля Hyundai i30 з робочим об'ємом 1,4 літра та 2007 року випуску. В ході експерименту вимірювалися оберти колінчастого вала двигуна через роз'єм OBD II, за допомогою адаптера ELM 327 та програми ScanMaster-ELM, швидкість руху автомобіля навігатором Garmin eTrex 30, а обороти колеса записувалися на відео. У ході експерименту відбувався контроль стану шин NOKIAN NORDMAN SX 195/65 R15 91H, для яких була визначена залишкова глибина малюнка протектора шин, тиск, момент інерції (методом біфілярного підвісу). По даних результату експерименту за розробленою математичною моделлю були розраховані момент інерції обертових частин автомобіля Hyundai i30 на різних передачах. Результат дослідження дозволяє встановити фактичний стан обертових частин автомобіля, знання яких підвищує точність визначення експлуатаційних характеристик.

Методика може бути використана для діагностування допустимого зносу елементів трансмісії і коліс автомобіля. Методика не вимагає застосування складних стендів та дорогих приладів.

Ключові слова: автомобіль, динамічні властивості, момент інерції, трансмісія, колесо, методика випробувань, технічний стан, діагностування.

Зуєв Володимир Олександрович – асистент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я., e-mail: Vlal/zuiev@gmail.com.

Кривошапов Сергей Іванович – канд. техн. наук., доцент, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я., e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua.

Рабінович Ернест Хаїмович – канд. техн. наук., ст. наук. співроб., e-mail: erjara3@gmail.com.

Буравцев Михаил Хаїмович – інженер, e-mail: mikhail.buravtsev@gmail.com.

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kash_2004@ukr.net.