



УДК 625.032.8:629.3.018.7

## ИЗМЕРЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ АВТОМОБИЛЬНОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ МЕТОДОМ ВЫБЕГА

**Э.Х. Рабинович**, кандидат технических наук, доцент Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ)

**В.П. Волков**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой ХНАДУ, г. Харьков

**Ю.В. Зыбцев**, инженер, старший преподаватель ХНАДУ, г. Харьков

**В.А. Зуев**, инженер, ассистент ХНАДУ, г. Харьков

**С.А. Лутай**, магистрант ХНАДУ, г. Харьков

**С.А. Пасько**, магистрант ХНАДУ, г. Харьков



Э.Х. Рабинович



В.П. Волков



Ю.В. Зыбцев



В.А. Зуев



С.А. Лутай



С.А. Пасько

*Показано, что после разобщения автоматической трансмиссии продолжается передача некоторой энергии от ведущих частей к ведомым через вязкую рабочую жидкость. Предложено вычислять момент инерции трансмиссии по замедлениям выбега вывешенных колес автомобиля, которые должны быть измерены при скорости, соответствующей синхронному вращению ведущих и ведомых частей трансмиссии.*

*It was shown that the partial transfer of energy from the leading parts of automatic transmission to the driven parts continues after the switch to the neutral position due to viscosity of the hydraulic fluid. It was proposed to calculate the moment of mass with the measured values that measuring of the deceleration of the lifted wheels at speed corresponding to the synchronous rotation of the input and output parts.*

### Введение. Актуальность вопроса

Известно, что показатель приемистости, то есть время разгона от первой заданной скорости до второй, – это универсальный параметр общего состояния автомобиля. Если его дополнить параметром “время выбега”, то общая оценка станет полнее и достовернее. Длительность обоих процессов существенно зависит от приведенной к ведущим колесам массы автомобиля, то есть суммы поступательно движущейся массы автомобиля  $m_a$ ,

приведенных масс колес  $\Sigma m_{пр.к}$ , двигателя  $m_{пр.дв}$  и трансмиссии  $m_{пр.тр}$ :

$$m_{пр} = m_a + \Sigma m_{пр.к} + m_{пр.дв} + m_{пр.тр}.$$

Для массового легкового автомобиля примерные значения входящих величин в килограммах следующие:

$$m_a \approx 1500; m_{пр.к} \approx 40; m_{пр.дв} \approx 30; m_{пр.тр} \approx 7; m_{пр} \approx 1577.$$

Здесь доля трансмиссии составляет всего 0,44 % приведенной массы всей системы, и если даже ошибиться вдвое при оценке ее массы, это даст пренебрежимо малую погрешность  $\pm 0,2 \%$ .

Заметно выше требования к точности знания приведенной массы и сопротивлений в трансмиссии при расчете свободного выбега автомобиля. Движению препятствуют аэродинамические силы, сопротивление качению и сопротивление холостого хода трансмиссии. Они вызывают замедление, обратно пропорциональное приведенной массе транспортного средства. По этому замедлению вычисляют диагностический параметр “время выбега” и его норматив. Для автомобиля “Жигули” с водителем при скорости около 24 км/ч (средняя скорость при выбеге – 50 км/ч) эти силы составляют соответственно 29, 134 и 22 Н. Доля сопротивлений в трансмиссии – 12 %. Сопротивления в трансмиссии определяют, умножая измеренные замедления на приведенную массу, поэтому упомянутая выше ошибка вдвое даст погрешность об-

щей оценки сопротивлений  $\pm 6\%$ , что недопустимо. В этом случае необходимы более точные сведения.

При испытаниях на инерционном роликовом стенде доля трансмиссии намного заметнее, чем на дороге: разгоняется не автомобиль, а вращающиеся части стенда общей приведенной массой, например, 200 кг, и два ведущих колеса с их приводом (57 кг). Доля трансмиссии – 2,7%, а при выбеге – 3,1%. Соответственно допустимая погрешность измерения ее приведенной массы должна быть меньше.

### Обзор публикаций

Теоретические основы применения метода выбега для определения момента инерции вращающихся масс машин изложены в работе С.И. Шубовича [1]. Применение этого метода для измерения момента инерции автомобильной трансмиссии подробно описал В.В. Московкин [2]. Таким методом нами было получено значение момента инерции трансмиссии автомобиля “Москвич-2140”  $0,371 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и, для сравнения, методом подвеса –  $0,365 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  [3]. Эксперимент на ВАЗ-2105 показал, что лежащее в основе метода выбега допущение о равенстве сопротивлений при выбегах с колесами и без них не совсем корректно. На скорости 150 км/ч из-за аэродинамических сил сопротивление вращению трансмиссии с колесами примерно на 12 Н больше, чем без колес. Измеренное значение приведенного к колесу при передаточном числе главной передачи 4,3 момента инерции трансмиссии –  $0,445 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  [4]. В эксперименте на BMW 520i получено значение  $0,561 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  [5], “Opel Omega 2.0” –  $0,614 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  [6].

Сложнее обычного проходил выбег автоматической трансмиссии автомобиля “Nissan Tiida”. Слишком быстро замедлялось вращение вывешенных колес и трансмиссии. Только на скоростях ниже 30 км/ч замедление приняло приемлемые значения. Анализ видеозаписей движения стрелки тахометра показал, что обороты двигателя вначале падают очень быстро, затем более плавно и, наконец, стабилизируются в области холостого хода. Расчеты момента инерции по времени выбега и по замедлениям при малой скорости дали значения от 0,1 до  $1,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ . Возможно, близким к истине будет значение  $0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

Специалисты МГТУ “МАМИ”, Москва, [7] рекомендуют для предварительной оценки считать, что момент инерции трансмиссии  $I_{тр}$  составляет примерно 0,7 от момента инерции колеса  $I_k$ . Наши замеры дают в среднем несколько меньший коэффициент – около 0,62 (см. таблицу).

Однако мы исследовали небольшое количество переднеприводных трансмиссий, а автоматическую – всего одну. В работах других специалистов такие данные тоже не встречались. Поэтому задача измерения момента инерции автоматической трансмиссии актуальна.

### Соотношение моментов инерции трансмиссии и колеса легковых автомобилей

Модель автомобиля	$I_{тр}$	$I_k$	$I_{тр}/I_k$
“Москвич-2140”	0,371	0,64	0,58
“DAEWOO Lanos”	0,335	0,568	0,59
BMW 520i	0,561	0,989	0,57
“Opel Omega 2.0”	0,614	0,948	0,65
ВАЗ-2105	0,445	0,606	0,73
“Hyundai i30”	0,627	0,989	0,63
Среднее соотношение			0,625

### Выполнение эксперимента

**Задачи эксперимента:** 1) определить приведенный к ведущим колесам момент инерции ведомой части трансмиссии (при положении селектора Neutral); 2) получить зависимость суммарного сопротивления холостого хода трансмиссии от скорости.

**Объект эксперимента** – переднеприводная автоматическая гидромеханическая пятиступенчатая трансмиссия автомобиля “Honda Civic 4d” (2006) с функцией ручного управления “tiptronic”.

**Методика эксперимента.** Поднять домкратом переднюю часть автомобиля и установить на козелки так, чтобы шины ведущих колес не касались пола. Завести двигатель, установить селектор в положение Drive и прогреть трансмиссию до нормальной рабочей температуры. Разгонять колеса двигателем при включенной системе VSA (Vehicle Stability Assist; система осуществляет, в частности, электронное блокирование дифференциала путем притормаживания обгоняющего колеса; это несколько искажает протекание процесса, зато исключает неопределенность, вызванную несинхронным вращением правого и левого колес), а затем разобщать трансмиссию, переводя селектор в положение Neutral. Регистрировать параметры процесса выбега колес до остановки. Повторять замеры, пока время выбега не стабилизируется. Снять колеса. Выполнить новую серию замеров, теперь без колес. Измерить моменты инерции колес, например, методом ниточного подвеса. Вычислить искомые показатели.

**Условия и ход эксперимента.** Опыты проводились 13.09.2012 г. при температуре наружного воздуха  $+25 \text{ }^\circ\text{C}$ , в боксе, оборудованном системой отвода отработавших газов, при открытых воротах. Козелки установили под площадки для подъема автомобиля. Регистрацию осуществляли видеосъемкой спидометра и тахометра (рис. 1). Параллельно второй камерой снимали вращающееся колесо или ступицу (рис. 2). Разноцветные наклейки на шине и ступице облегчали оценку углового перемещения колеса при последующей обработке видеозаписей. Момент остановки колеса отмечали выкриком “стоп” – эта отметка на звуковой дорожке видеозаписи позволяла точнее фиксировать время остановки.



Рис. 1. Спидометр и тахометр



Рис. 2. Цветные наклейки на шине и ступице

**Обработка видеозаписей** выполнена в программе Virtual Dub в режиме покадрового просмотра. Поскольку цифровой спидометр индицирует скорость только в целых единицах, индикация одной и той же скорости удерживается на дисплее довольно долго – 0,5...0,6 с. При среднем времени выбега трансмиссии без колес от 100 до 12 км/ч около 3,6 с это создает слишком большую неопределенность. Поэтому пришлось регистрировать начало и конец индикации одной скорости, а затем вычислять среднее время.

Вращение трансмиссии без колес перед окончательной остановкой было прерывистым (возможно, из-за вмешательства системы VSA).

Время выбега сильно варьировало. Все это усложняло обработку и снижало надежность результатов. Даже при отбраковке явных выбросов и подборе замеров по близкой длительности выбега вариация была велика.

Далее по графикам скорости были рассчитаны зависимости замедления от скорости  $j(V)$  (рис. 3).

Анализ выбегов с колесами показал, что на скоростях выше 80 км/ч наблюдаются чрезмерно большие замедления – до  $7 \text{ м/с}^2$ , как при аварийном торможении автомобиля. Сопротивления холостого хода трансмиссии таких замедлений создать не могли. На втором этапе, когда анализ был ограничен диапазоном от 10 до 80 км/ч, обнаружилась “ступенька”, то есть резкое изменение хода кривой, в зоне 15...20 км/ч и было решено аппроксимировать зависимость  $j(V)$  по частям, удалив явные выбросы (нижняя диаграмма на рис. 3).

Скорее всего, “ступенька” появляется из-за того, что после разобщения трансмиссии связь между ее ведущей и ведомой частями прерывается не сразу. Какое-то время резко замедляющийся двигатель притормаживает ведомую часть трансмиссии через вязкую трансмиссионную жидкость (как в вискомуфте) – двигатель “ведет”. В [8] сказано: “такова особенность автоматической трансмиссии: даже на холостом ходу не исключается полностью передача крутящегося момента к ведущим колесам... особенно если обороты холостого хода повышенные”. Затем вращение коленвала стабилизируется

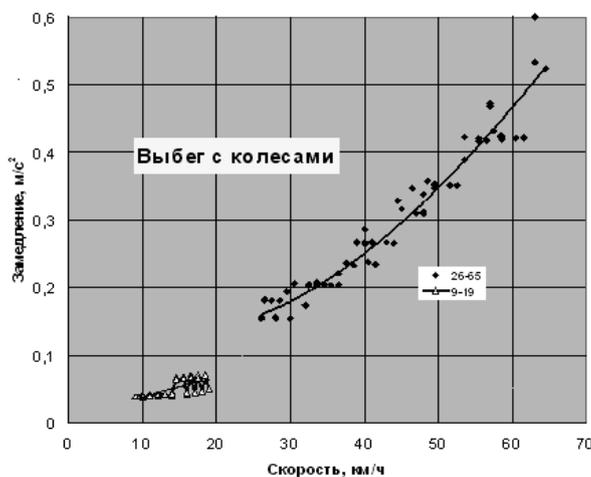
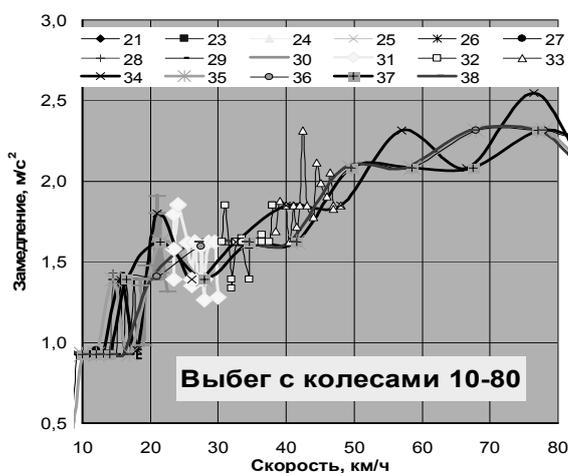
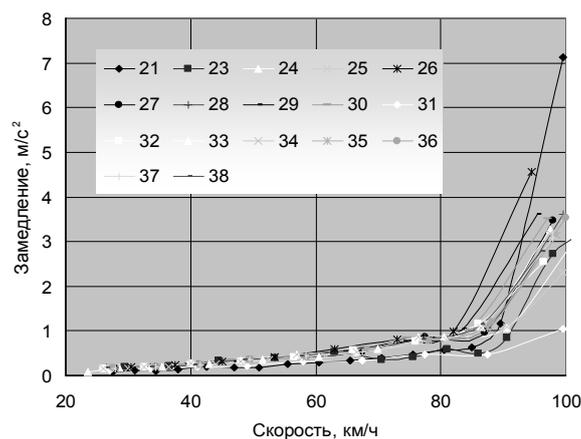


Рис. 3. Этапы анализа показателей выбега трансмиссии с колесами

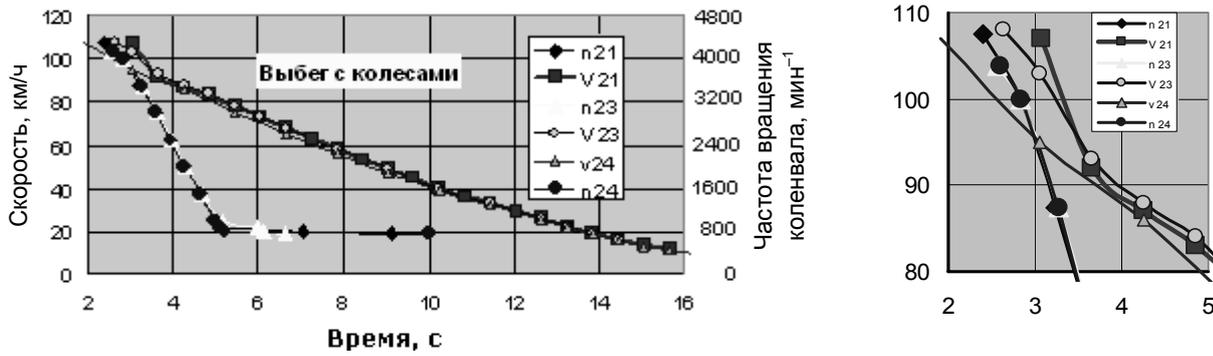


Рис. 4. Сопоставление оборотов двигателя и линейной скорости при выбеге вывешенных ведущих колес

на частоте холостого хода  $750 \text{ мин}^{-1}$ . После того как скорость вращения трансмиссии, уменьшаясь, сравнивается со скоростью вращения коленвала, двигатель уже не тормозит, а подгоняет замедляющуюся трансмиссию. Сопоставление процессов замедления двигателя и колес (рис. 4) показало, что этот эффект доминирует в начале выбега при скоростях  $110...90 \text{ км/ч}$ , а дальше уже не так ощутим. Кроме того, ведение проявляется на первых замерах после паузы (графики V21 и V23, яснее видно на увеличенном фрагменте диаграммы, помещенном справа), а затем, по мере прогрева трансмиссии, практически исчезает (график V2). Однако было решено исключить из рассмотрения данные замеров на скоростях выше  $65 \text{ км/ч}$ . При выбеге трансмиссии без колес эффект “ведения” наблюдался постоянно, во всех 20 замерах, выполненных в течение 40 мин, от клипа 39 до клипа 58 включительно (рис. 5). Скорость снижается на  $36,3 \%$  за секунду, обороты – на  $38,8$ , то есть практически с тем же темпом, причем в первом выбеге (клип 39) и в последнем (58) наклон графиков одинаков. Лишь после стабилизации частоты вращения на оборотах холостого хода модуль замедления трансмиссии плавно уменьшается и почти устанавливается в области значений  $0,10...0,09 \text{ м/с}^2$ .

Теоретически эффект “ведения” должен исчезнуть, когда обороты трансмиссии совпадут с оборотами коленвала, то есть вблизи оборотов холостого хода. В этом случае передаточное число коробки передач равно единице. Соответствующая скорость –  $20,6...19,3 \text{ км/ч}$ . Фактически должна еще

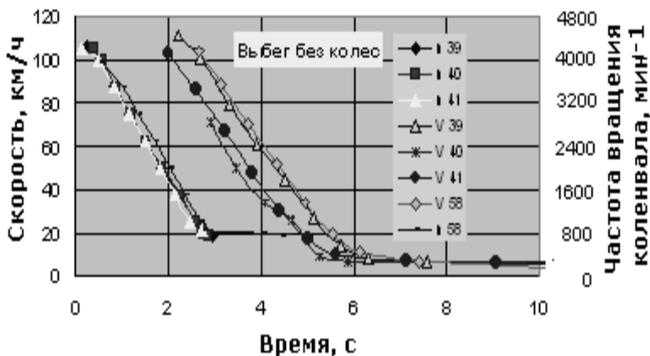


Рис. 5. Сопоставление оборотов двигателя и линейной скорости при выбеге трансмиссии без колес

сказаться инерция механических частей и жидкости.

Можно допустить, что ведение исчезнет при несколько меньших скоростях, например,  $17...16 \text{ км/ч}$ . В области от  $18$  до  $9 \text{ км/ч}$  замедление трансмиссии с колесами в большинстве замеров варьирует от  $0,92$  до  $0,94 \text{ м/с}^2$  со средним значением  $0,926 \text{ м/с}^2$  (рис. 6), без колес – от  $4,11$  до  $5,12 \text{ м/с}^2$  со средним значением  $4,65 \text{ м/с}^2$ .

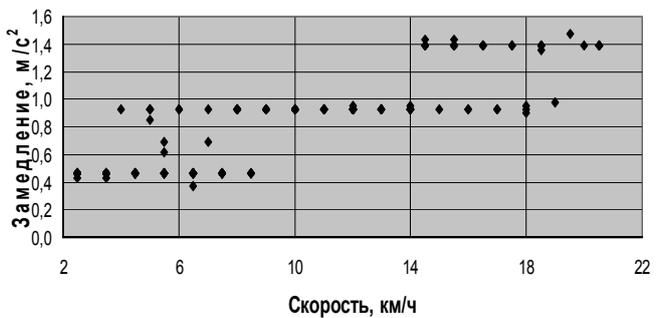


Рис. 6. Замедления выбега трансмиссии с колесами в зоне малых скоростей

Моменты инерции колес измерены традиционным методом ниточного подвеса. Ведущие колеса с шинами Conti Premium Contact 2 205/55R16 на легкосплавных дисках имели моменты инерции  $1,032$  и  $0,945 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ . При динамическом радиусе  $0,303 \text{ м}$  их суммарная приведенная масса –  $21,5 \text{ кг}$ .

**Методика расчетов.** Суммарные приведенные показатели – масса  $\Sigma m_{\text{тр}}$  и момент инерции  $\Sigma I_{\text{тр}}$  – вычисляются по замедлениям трансмиссии без колес  $j_1$  и с колесами  $j_2$ :

$$\Sigma m_{\text{тр}} = \frac{n \cdot m_k \cdot j_2}{(j_1 - j_2)}; \quad \Sigma I_{\text{тр}} = \frac{n \cdot I_k \cdot j_2}{(j_1 - j_2)},$$

либо по времени выбега с колесами  $t_1$  и без колес  $t_2$ :

$$\Sigma m_{\text{тр}} = \frac{n \cdot m_k \cdot t_2}{(t_1 - t_2)}; \quad \Sigma I_{\text{тр}} = \frac{n \cdot I_k \cdot t_2}{(t_1 - t_2)}.$$

Из-за ведения, которое заметно искажает картину процесса, приходится отказаться от расчета по времени и использовать только расчет по замедлениям в зоне несколько ниже  $20 \text{ км/ч}$ . В этом случае момент инерции трансмиссии получается

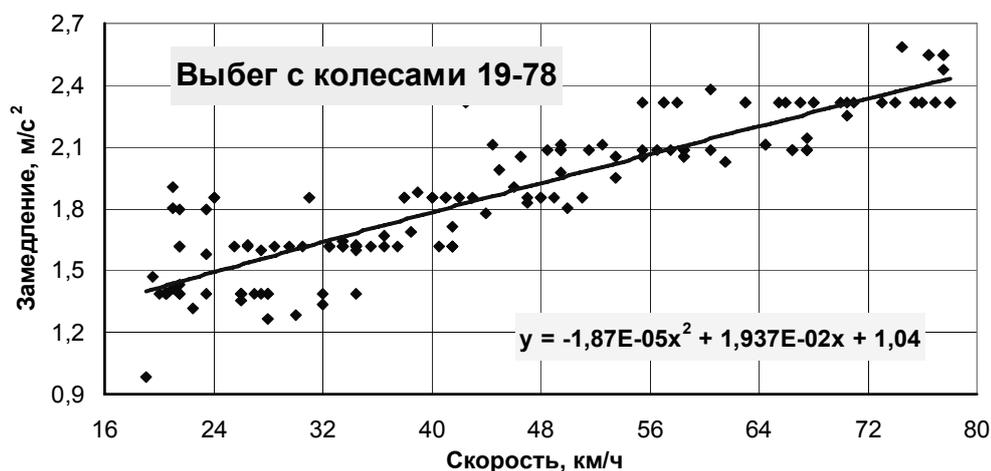


Рис. 7. Замедление выбега трансмиссии с колесами

$(0,495 \pm 0,045)$  кг·м<sup>2</sup>, а приведенная масса при динамическом радиусе колеса  $0,303$  м –  $(5,4 \pm 0,5)$  кг. Это составляет 50 % от соответствующих показателей колеса, а по автомобилям с механической трансмиссией такое соотношение близко к 60 %. Но в случае автоматической коробки передач после перевода селектора в нейтральное положение трансмиссию разобщает одна из муфт в планетарном редукторе, и ее ведущая часть, включая гидротрансформатор, продолжает вращение вместе с двигателем, а в ведомой части остаются легкие элементы планетарного ряда и более массивные, но тихоходные полуоси со ШРУСами, тормозными дисками и ступицами.

Заметим, что при описанном подходе обработка данных по “Nissan Tiida” дает еще меньшие значения:  $I_{тр} = (0,15 \pm 0,04)$  кг·м<sup>2</sup>,  $m_{тр} = (2,5 \pm 0,7)$  кг (при динамическом радиусе колеса  $0,3016$  м и оборотах холостого хода  $900$  мин<sup>-1</sup>).

Суммарная приведенная масса трансмиссии “Honda Civic” с колесами  $m_s = 26,9$  кг. Сопротивления холостого хода трансмиссии  $P_{xx}$  вычисляются умножением этой массы на определенное в эксперименте замедление. В расчетах принята зависимость  $j(V)$ , полученная для трансмиссии с колесами в зоне скоростей от 19 до 78 км/ч (рис. 7). Значения замедления за этими пределами недостаточно надежны.

Полученная зависимость хорошо аппроксимируется полиномом

$$P_{xx} = -5,02 \cdot 10^{-4} \cdot v^2 + 0,520v + 27,9.$$

В силу описанных выше сложностей полученные здесь значения момента инерции, приведенной массы и сопротивлений холостого хода автоматической трансмиссии автомобиля “Honda Civic 4d” (2006) следует рассматривать как оценочные, хотя для большинства прикладных задач теории автомобиля их точность удовлетворительна. В любом случае, очевидно, нужно искать пути совершенствования метода измерения момента инерции трансмиссии без снятия с автомобиля.

## Выводы

1. Для задач, не требующих высокой точности, момент инерции, приведенная масса и сопротивления холостого хода автомобильной автоматической трансмиссии гидромеханического типа могут быть измерены методом выбега без снятия с автомобиля.

2. Если измерение выполняют при работающем двигателе автомобиля, энергия от двигателя и вращающейся вместе с ним ведущей части автоматической трансмиссии может передаваться через рабочую жидкость на ведомую часть и замедлять либо ускорять вращение последней.

3. Расчет указанных в п. 1 показателей автоматической трансмиссии следует выполнять по замедлениям в зоне скоростей, соответствующих синхронному вращению ведущей и ведомой частей трансмиссии. Расчет по длительности выбега может привести к большим ошибкам.

4. Момент инерции ведомой части автоматической трансмиссии автомобиля “Honda Civic 4d”, измеренный методом выбега, составил  $(0,495 \pm 0,045)$  кг·м<sup>2</sup>, приведенная масса при динамическом радиусе колеса  $0,303$  м –  $(5,4 \pm 0,5)$  кг, приведенное к ведущим колесам сопротивление холостого хода трансмиссии при скорости 75 км/ч – от 62 до 70 Н со средним значением 65 Н.

## Список литературы

1. Шубович С.И. К вопросу об опытным определении моментов инерции движущихся масс машин / С.И. Шубович [Электронный ресурс] // Известия Томского политехнического института: сб. – 1951. – Т. 68, вып. 1. – Режим доступа: <http://www.portal.tpu.ru/izvestiya/archiv?articlesfor=201469>.
2. Высоцкий М.С. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов / М.С. Высоцкий, Ю.Ю. Беленький, В.В. Московкин. – Минск: Наука и техника, 1984. – 208 с.
3. Определение момента инерции и сопротивлений холостого хода трансмиссии легкового автомо-

- бия / Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, М.А. Горбачевский [и др.] // ЕКОВАРНА '2009: 14 науч.-техн. конф. с междунар. участием, 21–23 мая 2009 г., Варна, Болгария: сб. докл. – Варна: Изд-во Техн. ун-та “Варна”, 2009. – С. 598–604.
4. Измерение момента инерции и сопротивлений холостого хода трансмиссии автомобиля ВАЗ-2105 методом выбега / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, В.А., Зуев П.А. Никитин [Электронный ресурс] // Метрологія та вимірювальна техніка: VIII Міжнар. наук.-техн. конф. “Метрологія–2012”, 9–11 жовтня 2012 р., Харків: наук. праці. – Харків: ННЦ “Інститут метрології”, 2012. – С. 394–397. – 1 CD-ROM.
5. Левченко Д.Н. Определение момента инерции трансмиссии автомобиля BMW 520i / Д.Н. Левченко, Р.И. Клубенко // 73-я Междунар. студ. науч. конф.: труды. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – С. 198–204.
6. Лутай С.О. Обґрунтування параметрів стендової перевірки автомобіля Opel Omega Caravan 2.0 / С.О. Лутай // 74-я Междунар. студ. науч. конф.: труды. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – С. 129–131.
7. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования / Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин [и др.]. – М.: МГАПИ, МГТУ “МАМИ”, 2000. – 43 с.
8. Мамчиц О. Некоторые советы по управлению автомобилем с автоматической коробкой передач / О. Мамчиц [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.hondamotor.ru/userhelp/at/at2.shtml](http://www.hondamotor.ru/userhelp/at/at2.shtml).