

УДК 629.3.083

В. П. ВОЛКОВ, д-р. техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;

Э. Х. РАБИНОВИЧ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;

В. А. ЗУЕВ, инж. ХНАДУ;

Д. А. ШАЛИНА, студент ХНАДУ

РАСЧЕТ НОРМАТИВОВ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ НА РОЛИКОВОМ СТЕНДЕ

Выполнены испытания автомобиля Hyundai i30 на стенде ПДС-Л ХАДИ. Уточнена математическая модель и методика расчета нормативов диагностических параметров для стесненного разгона.

Ключевые слова: автомобиль Hyundai i30, стенд, стесненный разгон, параметры.

Введение. В последние годы в Украине снижается интерес к средствам внешнего диагностирования автомобилей. Прекращен выпуск оборудования, в частности, роликовых стендов. Не производятся передвижные станции диагностики. Владельцы СТО не покупают тяговых стендов, объясняя это тем, что они дорогие, а клиента не интересуют тяговые характеристики, он приезжает с жалобой на конкретный дефект автомобиля. Это ошибка – текущие значения тяговых параметров пользователь автомобиля должен знать, чтобы своевременно обратиться на СТО для регулировки двигателя, не дожидаясь, пока проявится дефект, и не перерасходуя топливо.

Второй аргумент – все современные автомобили имеют бортовые средства диагностики, поэтому внешние не нужны. Но службы технической эксплуатации и сервиса автотранспорта работают не только с современными автомобилями, а с реальным автопарком. А в Украине средний возраст легковых автомобилей более 18 лет, 65% из них – марки ВАЗ, ЗАЗ и «Москвич» [1].

Половина подвижного состава дислоцирована в сельской местности, и владельцы старых машин предпочитают обходиться своими силами, без затрат на поездку в город на СТО. Очевидно, в этих условиях важно создавать передвижные средства диагностирования, которые можно подать к местам скопления автомобилей (село, коллективный гараж, место летнего отдыха) и выполнить там диагностирование качественно и недорого.

Анализ последних достижений и публикаций. В работе [2] было показано, что для передвижных диагностических станций рационально использовать комбинированный тягово-тормозной роликовый стенд с обратимым нагрузочно-приводным устройством (НПУ) сравнительно небольшой мощности. На таком стенде мощные автомобили проверяют в режиме стесненного разгона, т.е. разгона при включенной нагрузке от НПУ, меньшей, чем тяговая сила. Такой стенд может иметь сравнительно небольшую приведенную массу [3], т.е. быть компактным и легким, что крайне важно для передвижного оборудования.

Режим стесненного разгона обеспечивает высокую точность измерения параметров, недоступную для традиционных испытательных режимов. Таким методом мы выявляли изменение тяговой мощности на 0,5% [4].

© В. П. Волков, Э.Х. Рабинович, В. А. Зуев, Д. А. Шалина, 2012

Однако при разгоне двигатель отдает меньшую мощность, чем в установившемся режиме. Это показали исследования 50-х годов [5] и подтвердили недавние эксперименты – рис. 1 [6]. Причина – инерция движущихся частей, процессов впуска-выпуска и несоответствие температурных режимов.

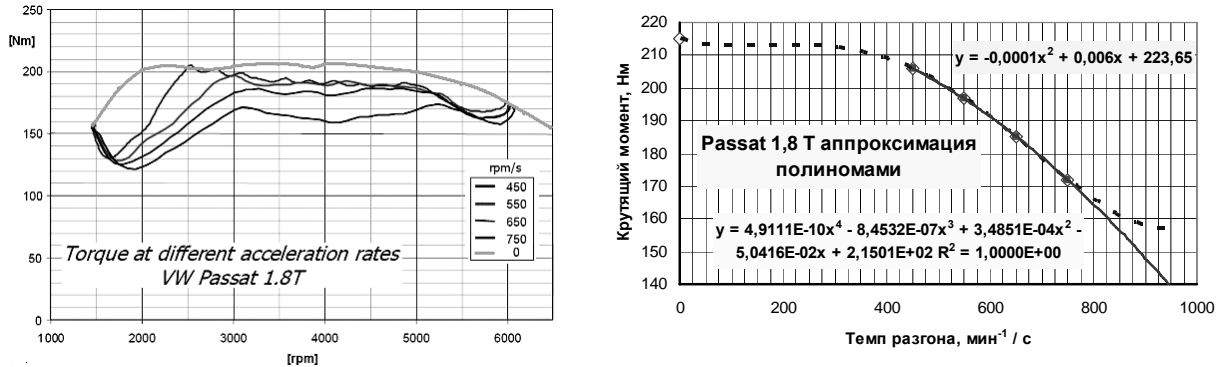


Рисунок 1 – Результаты измерения крутящего момента на ступицах ведущих колес автомобиля VW Passat 1.8 T на стенде Rototest VPA-RX 2WD [6] (слева) и их обработка

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является обоснование режима стесненного разгона и нормативных значений диагностических параметров для автомобиля Hyundai i30 на инерционном стенде ПДС-Л ХАДИ.

Задачи исследования:

- 1) обосновать методику теоретического расчета нормативов диагностических параметров в режимах свободного и стесненного разгона;
- 2) выполнить экспериментальную проверку параметров разгона при разных нагрузках;
- 3) проанализировать результаты эксперимента и дать рекомендации по режимам диагностирования и методике расчета нормативов параметров.

Исходные данные. Автомобиль Hyundai i30 с двигателем 1,4 л. Привод передний. Коробка передач механическая, передаточное число на IV передаче $u_{IV}=1,031$, передаточное число главной передачи $u_{\theta}=4,412$, динамический радиус колеса на ролике стенда $R_k=0,295$ м, КПД трансмиссии $\eta=0,91$. Нагрузка на ведущие колеса по взвешиванию с водителем на весовом устройстве стенда Beissbarth – 800 кг ($G_d=7848$ Н). Моменты инерции (наши замеры): ведущего колеса средний – $0,896$ кг·м², трансмиссии – $0,6$ кг·м². Момент инерции двигателя со сцеплением и первичным валом (расчет по [7]) – $0,26$ кг·м². Соответствующие приведенные массы: двух ведущих колес с трансмиссией $m_k=27,5$ кг, двигателя на IV передаче $m_{дв}=61,8$ кг.

Внешняя скоростная характеристика двигателя показана на рис. 2.

Стенд ПДС-Л ХАДИ – комбинированный тягово-тормозной, инерционно-силовой. Радиус роликов 0,119 м. Приведенная масса $m_{ст}=200$ кг. Суммарная приведенная масса вращающихся частей стенда и автомобиля при выбеге $m_j=227,5$ кг, при разгоне $m_a=289,3$ кг.

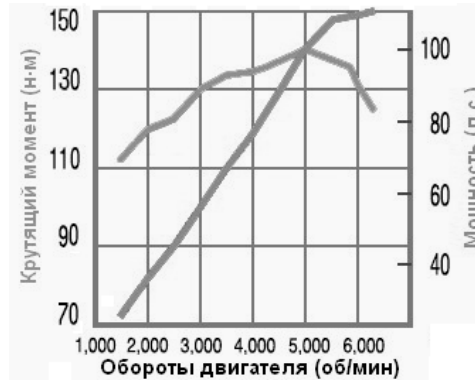


Рисунок 2 – Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) двигателя Hyundai i30 1,4 л [8]

НПУ стенда – мотор-насос аксиально-поршневой МНА 63/200; момент максимальный при давлении 200 бар – 181,8 Нм, соответствующее тормозное усилие (нагрузка) на периферии рабочего ролика $P_H=1527,6$ Н. Регулировка нагрузки производится дросселированием выходного трубопровода. Нестабильность момента в диапазоне частот $1000 \dots 1950 \text{ мин}^{-1}$ (на стенде – $45 \dots 87 \text{ км/ч}$) $\pm 0,22\%$.

Принят традиционный режим диагностирования тяговых свойств при испытаниях на стенде – полная подача топлива, прямая или ближайшая к ней передача, скорость $50 \dots 70 \text{ км/ч}$ (характерная скорость движения в городе).

Математическая модель. Тяговый баланс на стенде в режиме стесненного разгона:

$$P_k = P_\Sigma + P_H \pm m_S a, \quad (1)$$

где P_k – суммарная тяговая сила на двух ведущих колесах, Н;

P_Σ – суммарная сила сопротивлений вращению ведущих колес и роликов стенда, Н (сумма сопротивления качению шин по роликам и сил трения в опорах и передачах стенда, приведенная к периферии ролика);

P_H – усилие нагрузки, приведенное к периферии ролика, Н;

m_S – суммарная приведенная масса вращающихся частей автомобиля и стенда;

a – линейное ускорение на периферии ролика, м/с^2 .

Тяговая сила:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_{IV} \cdot u_0 \cdot \eta}{R_k} \quad (2)$$

В условиях рассматриваемой задачи

$$P_k = \frac{M_e \cdot 1,031 \cdot 4,412 \cdot 0,91}{0,295} = 14,0318 M_e$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя при полной подаче топлива, Нм.

Эффективный крутящий момент можно определить по ВСХ двигателя, зная частоты вращения коленвала n_e .

$$n_e = \frac{V \cdot u_{IV} \cdot u_0}{0,377 \cdot R_k}, \quad (3)$$

где V – линейная скорость на периферии ролика, км/ч.
В принятом режиме проверки

$$n_e = \frac{V \cdot 1,031 \cdot 4,412}{0,377 \cdot 0,295} = 40,90V.$$

Если же выразить скорость в м/с, то $n_e = 147,24V$.

В диапазоне скоростей 50...70 км/ч обороты составляют 2045...2863 мин⁻¹.

По ВСХ (рис. 2) в диапазоне 2000...3000 мин⁻¹ крутящий момент двигателя меняется, как показано в табл. 1.

Таблица 1 – Крутящий момент двигателя в зоне рабочих скоростей

n_e , мин ⁻¹	2000	2500	3000
M_e , Нм	119	122	130

Аппроксимация зависимости крутящего момента от частоты вращения:

$$M_e = 1 \cdot 10^{-5} n_e^2 - 0,039 n_e + 157. \quad (4)$$

Методом выбега получена зависимость условного коэффициента суммарных сопротивлений вращению ведущих колес этого же автомобиля и роликов стенда от скорости $f_{\Sigma}(V)$:

$$f_{\Sigma} = -1,2396 \cdot 10^{-6} \cdot V^2 + 3,1423 \cdot 10^{-4} \cdot V + 0,027927. \quad (5)$$

Эта зависимость индивидуальна для каждого автомобиля, стенда и шин.

Сила суммарных сопротивлений P_{Σ} определяется умножением $f_{\Sigma}(V)$ на G_d .

После суммирования всех сил по формуле (1) и деления на приведенную массу системы при разгоне (289,3 кг) получено дифференциальное уравнение разгона вида

$$a = dv/dt = A \cdot V^2 + B \cdot V + C. \quad (6)$$

Его коэффициенты существенно зависят от значения дополнительной нагрузки. Уравнения выведены для трех случаев нагрузки: 0, 300 и 600 Н. Эти значения выбраны так, чтобы проверить экспериментально нижний допустимый предел нагрузки, при котором снижение крутящего момента достаточно мало, а суммарное время разгона достаточно велико для уверенной регистрации измерительной системой. Во всех случаях скорость выражена в м/с, а тяговая сила вычисляется с поправочным коэффициентом K_j , учитывающим снижение крутящего момента двигателя, вызванное ускорением разгона.

Дифференциальное уравнение решалось численно. Шаг разбиения диапазона скоростей составлял 5 км/ч. Решение использовано при анализе результатов эксперимента и будет описано ниже.

Эксперименты. На первом этапе измерены методом выбега суммарные сопротивления R_{Σ} . Автомобиль устанавливали ведущими колесами на рабочие ролики стенда, прокручивали некоторое время на небольшой скорости (для самоустановки автомобиля на стенде), а затем разгоняли колеса и ролики до скорости 80 км/ч, выжимали педаль сцепления, размыкали моторную муфту стенда и записывали диаграмму выбега $V(t)$ на компьютере с помощью программного обеспечения PowerGraph. Шаг записи составлял 0,01 с. Замеры повторяли 3-4 раза. Далее рассчитывали диаграммы замедлений $j(V)$ по усредненной диаграмме $V(t)$ каждого блока замеров. На рис. 3 показаны эти диаграммы для диапазона скоростей 50...70 км/ч. Как оказалось, сопротивления сильно зависят от температурного режима автомобиля и стенда. Нижние диаграммы со средним замедлением $1,4 \text{ м/с}^2$ записаны после прогрева, без пауз. Верхние со средним замедлением 2 м/с^2 записаны после пауз, когда шины, масло в трансмиссии автомобиля и смазка в узлах стенда несколько остыли. Поскольку в практике трудно обеспечить стабильный тепловой режим, было решено учитывать все значения. Выполнена общая аппроксимация всех результатов, показанная на рис. 3 штриховой линией.

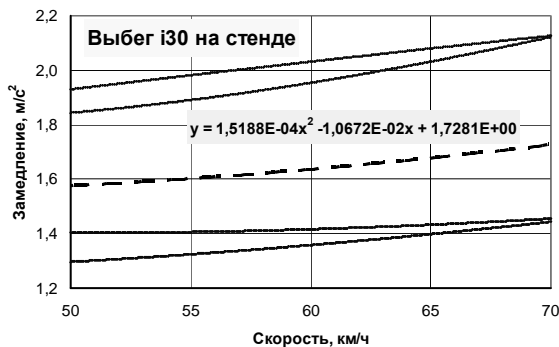


Рисунок 3 – Замедление свободного выбега ведущих колес автомобиля Hyundai i30 на стенде ПДС-Л ХАДИ

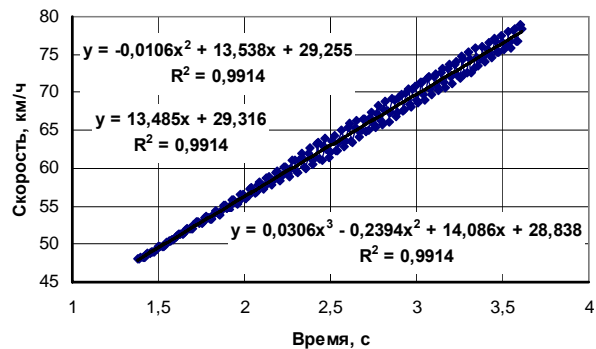


Рисунок 4 – Пример диаграммы разгона на IV передаче при нагрузке 300 Н

По ней рассчитан условный коэффициент суммарных сопротивлений вращению ведущих колес автомобиля и роликов стенда:

$$f_{\Sigma} = j \cdot m_d / G_d \quad (6)$$

где m_d – приведенная масса системы стенд-колеса при выбеге, кг;
 G_d – весовая нагрузка на ведущие колеса, Н.

Измерительные системы стенда позволяют оценивать сопротивления по реактивному моменту на мотор-насосе при вращении роликов и колес с постоянной скоростью. Однако в этом случае добавляются потери в гидроприводе и погрешность самой системы измерения момента. Поэтому было отдано предпочтение описанному выше методу выбега.

Разгоны осуществлялись от двигателя автомобиля при полной подаче топлива, на IV передаче. Выполнено три блока замеров (по 3-4 замера в одинаковых условиях) –

без дополнительной нагрузки от НПУ и с двумя вариантами нагрузки: 300 и 600 Н. Во всех вариантах диаграмма $V(t)$ практически линейна (рис. 4).

При обработке результатов проводилось сопоставление расчетных и экспериментальных показателей – ускорения a и времени разгона Δt от 50 до 70 км/ч. Расчеты выполнялись по описанной выше методике. При расчетах подбирали значение поправочного коэффициента снижения крутящего момента двигателя K_j , которое обеспечивало бы удовлетворительное приближение результатов расчета к экспериментальным. Результаты расчета и эксперимента сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Сопоставление результатов эксперимента и расчета

Показатель	Вариант нагрузки					
	0 Н		300 Н		600 Н	
	Экспер.	Расчет	Экспер.	Расчет	Экспер.	Расчет
Δt ср=	1,083	1,114	1,428	1,452	1,600	1,684
a ср=	5,13	5,127	3,89	3,973	3,47	3,471
Темп разгона, мин ⁻¹ /с	755		561		511	
Снижение M_e	0,837		0,857		0,956	
Снижение M_e по [6]	0,796		0,910		0,933	

При нагрузке 600 Н (темп разгона 511 мин⁻¹/с) удовлетворительное приближение достигнуто с коэффициентом снижения 0,956. По данным Rototest (рис. 1) на двигателе VW Passat 1,8 крутящий момент понизился с 1 до 0,933. Вероятно, в нашем случае проявилась меньшая инертность двигателя 1,4.

Если допустить, что при меньшем темпе разгона коэффициент снижения меняется линейно, то можно рассчитать ожидаемые показатели разгона для других вариантов внешней нагрузки – табл. 3. Эти значения можно считать эталонными для номинального состояния двигателя (крутящий момент в установившихся режимах 100%). Если принять в качестве недопустимого состояния двигателя 85% момента, то разгон будет намного медленнее (нижняя строка в табл. 3).

Таблица 3 – Расчетные значения показателей разгона

Показатель	Вариант нагрузки, Н						
	600	700	800	900	1000	1100	1200
Снижение M_e	0,956	0,961	0,965	0,970	0,975	0,980	0,984
Крутящий момент в установившихся режимах 100%							
Δt , с	1,684	1,918	2,227	2,269	3,288	4,317	6,29
Крутящий момент в установившихся режимах 85%							
Δt , с	2,582	3,185	4,158	5,988	10,734	62,502	–

Выводы

1. Режим стесненного разгона обеспечивает достоверное определение диагностических параметров.
2. Традиционная математическая модель тягового баланса обеспечивает достаточно точный расчет показателей разгона, если учтено снижение крутящего момента двигателя, вызванное ускорением.
3. На двигателе рабочим объемом 1,4 л крутящий момент снижается немного меньше, чем на двигателе 1,8 л.
4. Можно рекомендовать использование внешней нагрузки 800...1000 Н.

Список литературы: 1. Украинский автопарк начал стареть и ржаветь / MIGnews.com.ua 30.10.2012 // 11:57 / [Электронный ресурс] / Режим доступа к статье: <http://mignews.com.ua/ru/articles/123698.html>. 2. Рабинович Э.Х., Зуев В.А. Стендовая проверка тяговых свойств автомобиля по динамике разгона // Сб. науч. трудов ХГАДТУ. Автомоб. транспорт.– Харьков, РИО ХГАДТУ.– 2000.– Вып. 4.– С.29-31. 3. Мармут И.А. Разработка научно-методических основ проектирования универсальных передвижных станций диагностики легковых автомобилей. Дис...канд. техн. наук: .05.22.20. – Харьков, 2001. – 204 с. 4. Браильчук А.П., Рабинович Э.Х., Подгорный О.Д., Трифонов А.А.. Оценка эффективности применения излучателя Гартмана во впускной системе автомобиля ГАЗ-31029 по динамике разгона. В сб.: Вестник Харьковского государственного политехнического университета, вып. 85, Харьков, ХГПУ, 1999. с.52-56. 5. Лурье М.И. Получение разгонной характеристики двигателя путем стендовых испытаний автомобиля // Автомобил. пром. 1958. – № 8.– С. 22-25. 6. Performance measurements on chassis dynamometers. Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. 7. Иванов С.Н., Баженов П.И. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции // Автомобильная промышленность. — 1992. — № 10. — С. 19–20. 8. Информация о двигателях, применяемых в Hyundai i30 / [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://i30info.ru/info/engine.html#petrol_engines

Поступила в редакцию 15.12.2012 г

УДК 629.3.083

Расчет нормативов разгона автомобиля на роликовом стенде / В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, В. А. Зуев, Д. А. Шалина // Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012.– № 64 (970) – С. 43–49. – Бібліогр.: 8 назв.

Виконані тягові випробування автомобіля Hyundai i30 на стенді ПДС-ЛІ ХАДІ. Уточнена математична модель і методика розрахунку нормативів діагностичних параметрів для розгону під навантаженням.

Ключові слова: автомобіль Hyundai i30, стенд, розгін під навантаженням, параметри.

Tests of Hyundai i30 car are performed on a roller dynamometer PDS-L HADI. Mathematical model and method of calculating etalon values of diagnostic parameters for the case of acceleration under load adjusted.

Key words: Hyundai i30, stand, traction tests, acceleration under load, parameters.