

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ВРЕМЕНИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

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

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

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



Э.Х. Рабинович



Ю.В. Зыбцев



В.А. Зуев

Показано, что совершенствование автомобиля резко усложняет математическое описание его движения и для расчета нормативов времени разгона при диагностировании автомобиля лучше использовать численные методы, которые дают нужную точность независимо от сложности математических моделей. Эти идеи подтверждены расчетом примеров и сравнением результатов с экспериментами.

*It's shown that the improvement of a car highly complicates the mathematical models of its motion and for calculation of supplemental motion standard time it is better to use numerical methods, which are giving the desired precision, apart from the complexity of mathematical models. These ideas are confirmed by calculation examples and comparing the results with experiments.*

### Введение

Автомобильная промышленность и транспорт уделяют все больше внимания снижению вредных выбросов в атмосферу, в частности, выбросов тепла и парниковых газов. Это требует уменьшения расхода топлива, особенно углеводородного. Одна из необходимых составляющих прогресса в этой области – развитие теории автомобиля и двигателя.

Работники транспорта должны поддерживать на должном уровне техническое состояние подвижного состава, своевременно выявлять и устранять возникающие дефекты, что достигается регулярным использованием диагностики и прогнозирования. Современный автомобиль оснащен средствами диагностики, однако в Украине доля современного транспорта невелика. Сегодня средний возраст легкового автомобиля составляет 18,5 года [1]. Ко-

личество тяговых стендов недостаточно. Поэтому приходится развивать упрощенные дорожные методы проверки, доступные самому пользователю и не требующие специального оборудования и особых знаний либо навыков, например, измерение времени разгона и выбега и сравнение его с нормативом [2].

### Анализ публикаций

Традиционно процесс неустановившегося движения автомобиля при разгоне или выбега описывают дифференциальным уравнением [3]

$$\frac{dv}{dt} = j_a = \frac{P_p}{m_a \cdot \delta} = \frac{P_k - \Sigma P_c}{m_a \cdot \delta}, \quad (1)$$

где  $P_p$  – сила, разгоняющая автомобиль;  $P_k$  – окружная сила на ведущих колесах;  $\Sigma P_c$  – суммарная сила сопротивления движению;  $m_a$  – масса автомобиля с нагрузкой;  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс (произведение  $m_a \cdot \delta$  – приведенная масса автомобиля).

$$P_k = \frac{M_e \eta_{тр} i_k i_0}{r_k}; \quad \Sigma P_c = \pm P_i + P_f + P_w;$$

$$P_i = m_a g \cdot i; \quad P_f = m_a g \cdot f; \quad P_w = 0,5 \rho C_x F \cdot v^2, \quad (2)$$

где  $M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя, Н·м;  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;  $i_k, i_0$  – передаточные числа коробки передач и главной передачи;  $r_k$  – динамический радиус колеса, м;  $P_i, P_f, P_w$  – сопротивление движению на уклон, сопротивление качению, сопротивление воздуха соответственно, Н;  $g$  – ускорение свободного падения, 9,81 м/с<sup>2</sup>;  $i$  – уклон;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $C_x$  – коэффициент аэродинамического сопротивления;  $F$  – лобовая площадь автомобиля, м<sup>2</sup>;  $v$  – скорость, м/с.

Практически так же описывается процесс имитированного неустановившегося движения автомобиля на роликовом стенде. Основное различие состоит в том, что разгоняется не автомобиль, а рабочие ролики стенда с маховиками и другими вращающимися частями. Кроме того, действуют иные сопротивления.

Дифференциальное уравнение (1) решается сравнительно просто, когда все входящие в него переменные зависят от скорости в степени, не выше второй. После суммирования коэффициентов

при равных степенях скорости и деления на суммарную приведенную массу оно принимает вид

$$\frac{dv}{dt} + Av^2 + Bv + C = 0 \text{ или } \frac{dv}{Av^2 + Bv + C} = -dt.$$

Интеграл от правой части равен  $-t$ . Интеграл от левой части [4]

$$\int \frac{dv}{Av^2 + Bv + C} = \frac{1}{\sqrt{-\Delta}} \ln \left| \frac{2Av + B - \sqrt{-\Delta}}{2Av + B + \sqrt{-\Delta}} \right|,$$

где  $\Delta = 4AC - B^2$ , причем  $\Delta < 0$ .

$$t = \frac{1}{\sqrt{-\Delta}} \left( \ln \left| \frac{2Av_2 + B - \sqrt{-\Delta}}{2Av_2 + B + \sqrt{-\Delta}} \right| - \ln \left| \frac{2Av_1 + B - \sqrt{-\Delta}}{2Av_1 + B + \sqrt{-\Delta}} \right| \right). \quad (3)$$

Если же  $\Delta > 0$ , то

$$t = \frac{1}{\sqrt{\Delta}} \left( \operatorname{arctg} \frac{2Av_2 + B}{\sqrt{\Delta}} - \operatorname{arctg} \frac{2Av_1 + B}{\sqrt{\Delta}} \right). \quad (4)$$

Такой подход дает удовлетворительное приближение расчетных результатов к экспериментальным, если кривая крутящего момента двигателя хорошо описывается квадратной параболой. Однако даже для карбюраторных двигателей такое представление кривой момента достаточно грубо.

Для случаев, когда в дифференциальное уравнение входят члены 3-й степени, Е.А. Белогулов [2] получил следующее общее решение:

$$t = \left( \frac{\ln(v_1 - y_1)}{\ln(v_2 - y_1)} \right) + \frac{B_1}{2} \left( \frac{\ln|v_1^2 + pv_1 + q|}{\ln|v_2^2 + pv_2 + q|} \right) + \left( C_1 - \frac{B_1 p}{2} \right) \frac{2}{\sqrt{4q - p^2}} \left( \operatorname{arctg} \frac{2v_1 + p}{\sqrt{4q - p^2}} - \operatorname{arctg} \frac{2v_2 + p}{\sqrt{4q - p^2}} \right).$$

Уже эта формула громоздка и неудобна для пользования. Но для впрысковых двигателей с электронным управлением кривые момента приходится описывать все более сложными зависимостями, например, полиномами 4–6-й степеней, а то и несколькими функциями при кусочной аппроксимации (см. рис. 1 и табл. 1). Не менее сложно связаны со скоростью сопротивления движению. При таком характере составляющих нет смысла подбирать сложные функции аппроксимации, затем интегрировать их сложными методами и, в конце концов, получать лишь неточную оценку искомой величины (ведь реальный исходный материал заменен приблизительным описанием).

**Проверка применимости численных методов**

Хорошо известны численные методы решения таких задач. Приведенные ниже примеры заимствованы из практики диагностирования технического состояния автомобилей, в частности, проверки

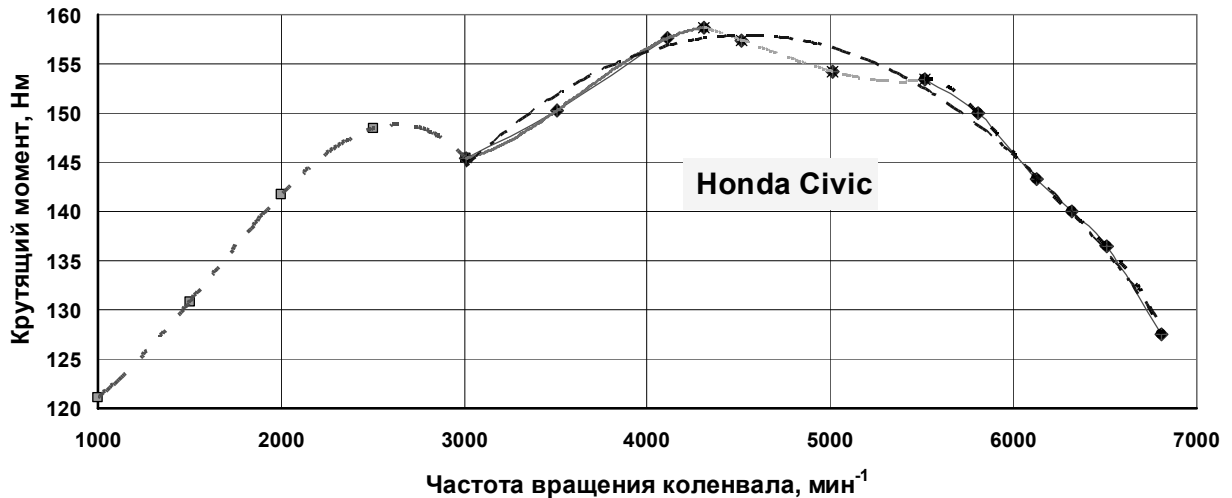


Рис. 1. Крутящий момент на ведущих колесах Honda Civic [5]

Таблица 1

Кусочная аппроксимация характерных участков кривой крутящего момента на ведущих колесах Honda Civic

Диапазон частот вращения	Формула аппроксимации
От 1000 до 3009	$y = -7,1602 \cdot 10^{-9}x^3 + 3,4648 \cdot 10^{-5}x^2 - 3,3273 \cdot 10^{-2}x + 126,88$
От 3009 до 6806	$y = -5,7073 \cdot 10^{-6}x^2 + 5,1800 \cdot 10^{-2}x + 40,369$
От 3009 до 4311	$y = -8,0338 \cdot 10^{-9}x^3 + 8,7483 \cdot 10^{-5}x^2 - 3,0390 \cdot 10^{-1}x + 486,63$
От 4311 до 5518	$y = 4,0051 \cdot 10^{-9}x^3 - 5,5474 \cdot 10^{-5}x^2 + 2,4920 \cdot 10^{-1}x - 205,54$
От 5518 до 6806	$y = -3,1948 \cdot 10^{-11}x^4 + 7,8463 \cdot 10^{-7}x^3 - 7,2183 \cdot 10^{-3}x^2 + 29,461x - 44839$

их тяговых свойств. Цель таких диагностических процедур – оценить фактический крутящий момент в долях от номинального. Доля устанавливается по соответствию расчетного времени разгона экспериментальному. Задача настоящего анализа – оценить погрешность, которую создает численное решение по сравнению с общим, и отделить ее от погрешности, вызванной аппроксимацией.

**Пример 1.** Оценить методы расчета времени разгона автомобиля Honda Civic 4d на дороге от 60 до 100 км/ч (так называемая проверка эластичности). В полигонном тесте журнала “Авторевю” [6] автомобиль показал 6,7 с в режиме Drive.

Крутящий момент на ведущих колесах автомобиля, то есть момент по внешней скоростной характеристике (ВСХ) двигателя за вычетом потерь в трансмиссии, представлен на рис. 1. На рис. 2 показана последовательность переключения передач автоматической коробки при разгоне, из которой видно, что разгон от 60 до 100 км/ч осуществляется на II передаче в диапазоне оборотов от 3179 до 5298 мин<sup>-1</sup>.

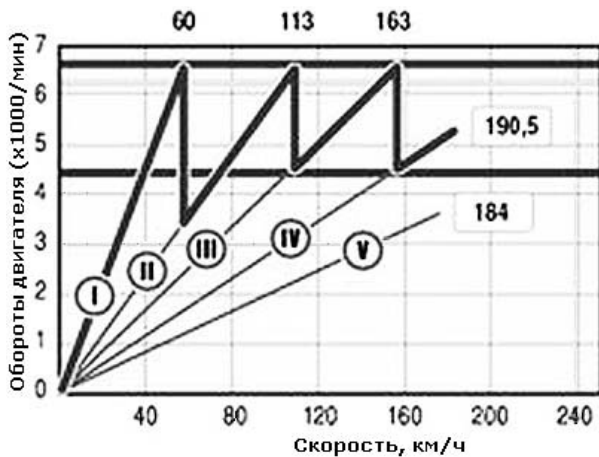


Рис. 2. График разгона автомобиля Honda Civic [6]

Передаточное число главной пары  $i_0 = 4,437$ . У шин Goodyear UG 500 205/55 R16 динамический радиус  $r_k = 0,307$  м. По сопротивлению качению шины можно отнести к классу ЕСО [7]. Снаряженная масса автомобиля по взвешиванию на полигоне – 1280 кг. Загрузка автомобиля неизвестна, примем 180 кг (минимальная загрузка легкового автомобиля при испытаниях в соответствии с ГОСТ 22576-90 [8]). Суммарная масса автомобиля с людьми и приборами  $m_a = 1460$  кг. Приведенная масса четырех колес – 43 кг, ведомой части трансмиссии – 6,4 кг (наши замеры методами бифилярного подвеса и выбега). Расчетная приведенная масса двигателя с ведущей частью трансмиссии на II передаче – 149 кг [9]. Итого, приведенная масса автомобиля при разгоне – 1658 кг. Коэффициент аэродинамического сопротивления, объявленный изготовителем,  $C_x = 0,31$  [10]. Однако наша обработка по методике [7] данных о выбеге в тесте “Авторевю” дала значение  $C_x = 0,381$ .

Лобовую площадь можно рассчитать по формуле

$$F = 0,84 \cdot B \cdot H,$$

где  $B, H$  – ширина и высота автомобиля соответственно, м.

$$F = 0,84 \cdot 1,715 \cdot 1,44 = 2,074 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Плотность воздуха в день эксперимента “Авторевю” неизвестна, используем общепринятое в данных задачах среднее значение  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

Уравнение зависимости крутящего момента на ведущих колесах от частоты вращения коленвала в зоне 3000...6800 мин<sup>-1</sup> (рис. 1, штриховая линия, вторая строка подписи) имеет вид

$$M_e = -5,71 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 5,18 \cdot 10^{-2} n + 40,4. \quad (5)$$

Подставив (5) в (2), получим зависимость тяговой силы от крутящего момента (в числах для II передачи):

$$P_k = \frac{M_e \cdot 1,534 \cdot 3,945}{0,303} = M_e \cdot 17,8 = -1,140 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 + 1,035 \cdot n + 806.$$

Дальнейшие вычисления станут удобнее, если перейти от оборотов коленвала к скорости автомобиля, м/с:

$$n = 9,55 \frac{v \cdot i_k \cdot i_0}{r_k} = 9,55 \frac{v \cdot 1,534 \cdot 3,945}{0,303} \approx 191v.$$

Тогда зависимость тяговой силы от скорости приобретет вид

$$P_k = -4,15 \cdot v^2 + 197 \cdot v + 806.$$

Уравнение зависимости силы сопротивления воздуха от скорости следующее:

$$P_w = 0,5\rho C_x F \cdot v^2 = 0,5 \cdot 1,2 \cdot 0,38 \cdot 2,074 \cdot v^2 = 0,473v^2.$$

По выбегу автомобиля [6] вычислен коэффициент сопротивления качению  $f = 0,0122$  для скорости 6,6 м/с (23,75 км/ч), поэтому зависимость  $f(v)$  принята по верхней кривой для шин ЕСО [11], которая дает для этой скорости близкое значение 0,01238:

$$f(v) = 1,36 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 7,54 \cdot 10^{-6} \cdot v + 0,01248.$$

Коэффициент, учитывающий снижение сопротивления качению при неполной загрузке шин (при  $G_{max} = 615$  кг для шин индекса 91) [12], можно рассчитать по формуле

$$K_G = 1,3 - 0,3 \cdot 4 \cdot \frac{G_{max}}{m_a} = 1,3 - 0,3 \cdot 4 \cdot \frac{615}{1460} \approx 0,80.$$

Тогда зависимость силы сопротивления качению от скорости будет иметь вид

$$P_f = m_a g \cdot f(v) \cdot K_G = 2,73 \cdot 10^{-2} \cdot v^2 - 0,471 \cdot v + 152.$$

Сила, разгоняющая автомобиль, равняется

$$P_p = P_k - \Sigma P_c = -4,11 \cdot v^2 + 176v + 565.$$

Уравнение движения автомобиля при разгоне можно записать как

$$\frac{dv}{dt} = j_a = -2,19 \cdot 10^{-3} v^2 + 9,39 \cdot 10^{-2} v + 3,22 \cdot 10^{-1}.$$

Решение по формуле (3) дало ближайшее к замеченному в тесте 6,7 с значение времени 6,6996321 с при снижении крутящего момента двигателя до 89,4 %.

Результаты расчетов численным методом показаны в табл. 2. Как видно из таблицы, уже при шаге 10 км/ч результат численного расчета расходится с решением дифференциального уравнения менее чем на 0,02 с. Это достаточно малая погрешность, время разгона обычно измеряют с точностью до первого знака после запятой. Следовательно, применение численного расчета вместо общего решения дифференциального уравнения допустимо.

В приведенном примере поставлен диагноз: крутящий момент снижен до 0,894 от номинального. Это излишне низкое значение для практически нового автомобиля, слишком близко к предельному 0,85. Возможно, диагноз ошибочен, причина – излишне грубая аппроксимация участка кривой крутящего момента от 3000 до 6800 мин<sup>-1</sup>. Чтобы оценить погрешность, вызванную аппроксимацией, характеристику крутящего момента представили в виде кусочно гладкой кривой, разбили на характерные участки и аппроксимировали их полиномами 3–4 степеней (рис. 1). Расчет разгона выполнен с шагом 5 км/ч – это, как показано в табл. 2, дает погрешность менее 0,1 %. Расчетное время разгона при моменте 0,894 составило 7,04 с (против 6,7 с по общей аппроксимации участка 3000...6800 мин<sup>-1</sup>). Расхождение 0,34 с в 80 раз больше, чем погрешность численного метода 0,00408 с.

Диагноз, поставленный по кусочной аппроксимации, – 93,3 % от номинального. Поскольку автомобиль новый, это более вероятная оценка.

Для уточненного решения в общем виде потребовалось бы решить три дифференциальных уравнения для трех участков, где зависимости описываются полиномами 3-й и 4-й степеней и интег-

ралы не сводятся к табличным. В таких условиях численный метод следует признать более рациональным.

**Пример 2.** Оценить методы расчета времени разгона на IV передаче ( $i_k=1,031$ ) ведущих колес автомобиля Hyundai i30 на стенде ПДС ХАДИ (аттестован ГП “Харьковстандартметрология”, свид. № 100-2151/2006). В нашем эксперименте среднее время разгона от 50 до 70 км/ч составило 1,60 с при нагрузке (дополнительном сопротивлении), создаваемой гидротормозом стенда,  $P_n = 600$  Н.

ВСХ двигателя представлена на рис. 3. Реальный крутящий момент в долях от номинального  $K_m = 0,9835$  (наш замер на стенде в установленном режиме). Передаточное число главной пары  $i_0 = 4,412$ . КПД механической трансмиссии примем  $\eta_{тр} = 0,92$ . Динамический радиус шин Fulda Montego 2 195/65 R15 91T на рабочем ролике диаметром 0,24 м  $r_d = 0,295$  м. Нагрузка на ведущие колеса с учетом массы оператора – 800 кг. Приведенная масса стенда – 200 кг (заложено при конструировании, проверено методом падающего груза). Приведенная масса двух ведущих колес и ведомой части трансмиссии – 27,5 кг (наши замеры). Расчетная приведенная масса двигателя с ведущей частью трансмиссии на IV передаче – 61,8 кг [9]. Итого, приведенная масса системы  $m_{пр.с} = 289,3$  кг.

Общепринятому диапазону проверки тяговых свойств от 50 до 70 км/ч соответствуют обороты от 2045 до 2863 мин<sup>-1</sup>. Этот участок отмечен на рис. 3 треугольными маркерами и аппроксимирован полиномом второй степени:

$$M_e = 1 \cdot 10^{-5} n^2 - 3,9 \cdot 10^{-2} n + 157.$$

Тяговая сила на этом участке на IV передаче равняется

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}{r_d} \cdot K_m = \frac{M_e \cdot 1,031 \cdot 4,412 \cdot 0,92}{0,295} \cdot 0,9835 = M_e \cdot 13,95 = 1,372 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 - 0,535n + 2154.$$

Связь частоты вращения коленвала с линейной скоростью в контакте колеса с роликами, м/с, можно рассчитать по формуле

Таблица 2

Результаты расчета времени разгона от 60 до 100 км/ч численным методом с разным шагом приращения скорости

Шаг, км/ч	Время от 60 до 100 км/ч	Абсолютная погрешность расчета $\Delta t$ , с	Относительная погрешность расчета $\varepsilon$ , %
По решению дифференциального уравнения	6,6996321	0	0
0,5	6,699673	$4,072 \cdot 10^{-5}$	0,000608
1	6,699795	0,000163	0,002432
2	6,700284	0,000652	0,009733
5	6,703712668	0,004081	0,060907
10	6,716027314	0,016395214	0,244718124
20	6,766356427	0,066724327	0,995940172

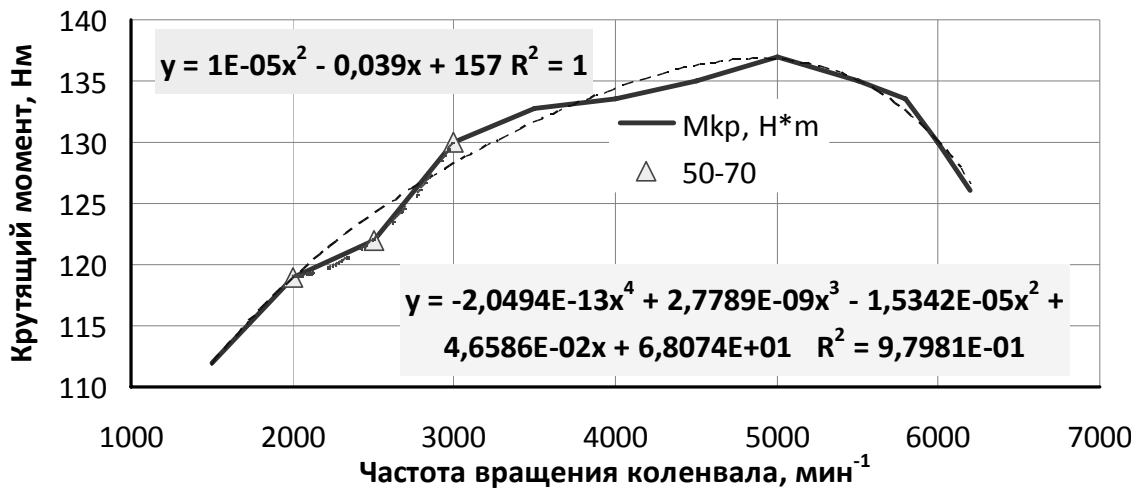


Рис. 3. ВСХ бензинового двигателя Hyundai i30 1,4 л [13]

Таблица 3

Результаты расчета времени разгона от 50 до 70 км/ч численным методом с разным шагом приращения скорости

Шаг, км/ч	Время от 50 до 70 км/ч	Абсолютная погрешность расчета $\Delta t$ , с	Относительная погрешность расчета $\varepsilon$ , %
По решению дифференциального уравнения	1,600951	0	0
1	1,600897	-0,00005	-0,0034
2	1,600734	-0,00022	-0,0135
5	1,599599	-0,00135	-0,0844
10	1,595568	-0,00538	-0,3362

$$n_{eng} = 9,55 \frac{v \cdot i_k \cdot i_0}{r_d} = 9,55 \frac{v \cdot 1,031 \cdot 4,412}{0,295} \approx 147v.$$

Зависимость тяговой силы от скорости имеет вид

$$P_k = 2,975 \cdot v^2 - 78,8 \cdot v + 2154.$$

Зависимость силы суммарных сопротивлений вращению колес и роликов стэнда от скорости (наш замер) имеет вид

$$P_{\Sigma} = 0,460 \cdot v^2 - 8,98 \cdot v + 404.$$

Разгоняющая сила равняется

$$P_p = P_k - P_{\Sigma} - P_n = 2,515 \cdot v^2 - 69,8 \cdot v + 1150.$$

Уравнение разгона системы с приведенной массой  $m_{пр.с} = 289,3$  кг следующее:

$$\frac{dv}{dt} = j_a = 8,693 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 - 2 \cdot 0,1206 \cdot v + 5,06.$$

Здесь  $\Delta > 0$ , и решение по формуле (4) дало значение времени разгона от 50 до 70 км/ч 1,6009506 с. Результаты расчета численным методом показаны в табл. 3.

Попытка применить в этом примере общую аппроксимацию кривой момента полиномом 4-й степени (рис. 3) дала явно ошибочный результат 2,2 с.

В обоих примерах ускорение описывалось полиномом 2-й степени. Если же анализировать бо-

лее сложные случаи, с полиномами 4–6-й степеней, решение в общем виде будет громоздким, неудобным для пользования и численный метод окажется единственным рациональным.

### Выводы

1. Численный метод может дать пренебрежимо малую ошибку даже при достаточно грубом разбиении диапазона на интервалы.

2. Ошибка, вызванная обобщенной аппроксимацией, может быть чрезмерно велика, поэтому лучше использовать кусочную аппроксимацию.

### Список литературы

1. Украинский автопарк начал стареть и ржаветь // MIGnews.com.ua 30.10.2012 // 11:57 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://mignews.com.ua/ru/articles/123698.html>.
2. Белогуров Е.А. Динамические методы диагностирования автомобиля в дорожных условиях: автореф. дис... к.т.н.: спец. 05.22.20 / Е.А. Белогуров. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 23 с.
3. Зимелев Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелев. – М.: Маш. изд., 1959. – 312 с.
4. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1981. – 720 с.

5. Rototest Research Institute. Powertrain performance graphs [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.rri.se/index.php?DN=29/performancegraphs>.
6. Цыпленков Я. Эпоха перемен / Я. Цыпленков, Л. Голованов // Авторевю. – 2007. – № 8 (379).
7. Рабинович Э.Х. Оценка коэффициентов сопротивления движению автомобиля по пути выбега / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров // Український метрологічний журнал. – 2010. – № 4. – С. 47–52.
8. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний: ГОСТ 22576-90. – [Дата введения 1992-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 16 с.
9. Иванов С.Н. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции / С.Н. Иванов, П.И. Баженов // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 10. – С. 19–20.
10. Automobile drag coefficient. Wikipedia [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile\\_drag\\_coefficient](http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_drag_coefficient).
11. Рабинович Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом однократного выбега / Э.Х. Рабинович, З.Э. Кемалов, А.В. Сосновский // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – Вып. 22. – С. 46–48.
12. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
13. Информация о двигателях, применяемых в Hyundai i30 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.i30info.ru/info/engine.html>.

УДК 620.179.17

## НАДІЙНІСТЬ УЛЬТРАЗВУКОВОГО КОНТРОЛЮ СТРИЖНІВ КРУГЛОГО І ШЕСТИГРАННОГО ПЕРЕРІЗІВ У ВИРОБНИЧИХ УМОВАХ

*К.Л. Ноздрочова, кандидат технічних наук, доцент Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*



*Приведено дані, отримані при експериментальних дослідженнях надійності нового методу ультразвукового контролю в заводських умовах. Установлено високу виявляємість внутрішніх та поверхневих дефектів у стрижнях*

*круглого та шестигранного перерізів. Проведено оцінку виявлення дефектів довгомірних виробів із високою достовірністю за розробленим експрес-методом.*

*The data received from experimental researches of reliability of a new method of ultrasound control in a factory conditions were presented. A high detectability of internal and external defects in rods with a circular and hexagonal cross sections was set. And the evaluation of defects detection of long products with high reliability using the developed express-method was conducted.*

### Вступ

У роботах [1–5] показано можливість високопродуктивного контролю довгомірних виробів традиційним контактним ультразвуковим (УЗ) методом. Установлено, що розроблений метод дозволяє про-

водити експрес-контроль перехідної, за розміром, групи виробів у діапазоні товщин 10...50 мм та довжиною до 6 м. Проте є завдання зіставлення модельних розрахунків і реальних досліджень в умовах виробництва. При цьому головним питанням є те, що виявлення дефектів виробів повинно бути вищим за традиційний метод контролю довгомірних виробів [6].

Для досягнення високих вимог до якості продукції, що випускається та експлуатується [7], розроблено високопродуктивний метод дефектоскопії, який дозволив виконувати контроль витягнутих в одному напрямку виробів без значних витрат часу на сканування. Особливо це важливо для перехідної, за розміром, групи виробів у діапазоні товщин 10...50 мм. Такий метод буде важливим доповненням до традиційної групи ультразвукових методів неруйнівного контролю.

Традиційний ультразвуковий контроль виробів і матеріалів є найпоширенішим засобом для виявлення дефектів. Луна-імпульсні УЗ-прилади неруйнівного контролю, що є найбільш масовим різновидом приладів, випускаються у світі десятками тисяч на рік. Реалізовані ними методи дефектоскопії мають очевидні переваги, але мають й істотний недолік, який полягає в необхідності сканування довгомірних виробів по всій поверхні через шар контактної рідини, що суттєво знижує надійність і продуктивність контролю [1]. Такий стан обумов-