

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ МОЩНОСТНЫХ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ БЕЗТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Кондрашова Е.В., Козлов В.Г., Заболотная А.А.

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Воронеж, Россия, rivelenasoul@mail.ru

В условиях роста автопарка для повышения безопасности дорожного движения необходимо усиление контроля за техническим состоянием транспортных средств. В статье предложены рекомендации по ускорению прогрева дизелей перед испытаниями. Одним из серьезных недостатков без тормозных методов определения мощностных и топливно-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания является трудность поддержания необходимого теплового состояния испытываемого двигателя. Для ускорения прогрева двигателей перед без тормозными испытаниями в статье предложены соответствующие рекомендации. Положительный эффект обусловлен повышением точности определения расхода топлива и мощности в среднем на 20 % по сравнению с прототипом, стабилизацией давления сжатия в цилиндрах, сокращением времени прогрева, а также снижением трудоёмкости испытаний на 5 ... 10 чел. •мин. Для оценки тормозного качества автомобилей по значению максимального замедления и тормозного пути с учетом технического состояния различных марок двигателей получены формулы для автомобилей с дизельными двигателями со свободным впуском; для автомобилей с дизельными двигателями с ГТН и с охлаждением наддувочного воздуха; для автомобилей с карбюраторными двигателями. Для одинаковых условий дорог по заранее установленным значениям поправочных коэффициентов можно прогнозировать тормозное качество автомобилей по значениям максимального замедления и тормозного пути. При этом положительный эффект обусловлен повышением точности определения значения максимального замедления и тормозного пути автомобилей.

Ключевые слова: мощность, без тормозные испытания, тормозной путь, двигатель, время прогрева, замедление, поправочный коэффициент.

IMPROVING ACCURACY OF MEASUREMENT CARDINALITY AND FUEL ECONOMIC PERFORMANCE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES WITH NO BRAKE TESTS

Kondrashova E.V., Kozlov V.G., Zabolotnaya A.A.

Voronezh State Agrarian University, Voronezh, Russia, rivelenasoul@mail.ru

With a growing fleet to improve road safety is necessary to strengthen control over the technical condition of vehicles. The article offers recommendations to accelerate warming diesels before the tests. One of the major shortcomings without braking methods for determining the cardinality and fuel economic performance of internal combustion engines is the difficulty of maintaining an appropriate thermal state of the test engine. To speed up the warm-up before the engine without brake tests in the article proposed recommendations. The positive effect is due to an increase in the accuracy of determining fuel consumption and power by an average of 20% compared to the prior art, the stabilization of the pressure cylinder compression, reduced warm-up time, as well as lower labor intensity test 5 ... 10 people. min. To assess the quality of the brake cars meaningfully maximum deceleration and braking distance, taking into account the technical condition of various brands of engines formulas for cars with diesel engines with a free admission; For vehicles with diesel engines with intercooling; For vehicles with petrol engines. For the same conditions of roads on a predetermined correction factor can predict the quality of the braking of vehicles on the values of maximum deceleration and braking distance. In this case, the positive effect is due to an increase in the accuracy of determining the value of the maximum deceleration and stopping distance of cars.

Keywords: power, no brake test, braking distance, the engine warm-up time, slowing down, the correction factor.

В связи с эксплуатационными износами и неправильными регулировками тормозов или их неисправности на одном из колес, различного износа шин или неодинакового в них давления, неравномерной нагрузки на колеса, поперечного уклона дороги и неодинакового

сцепления дорожного покрытия под колесами обеих сторон приводит к тому, что часто тормозные силы на колесах правой и левой сторон автомобиля бывают не одинаковыми. В этом случае на колесах при торможении создаются различные тормозные моменты, в результате чего автомобиль стремится к вращению вокруг наиболее заторможенного колеса и появляется юз [9].

Теоретический анализ. Несмотря на то, что условия стандарта предъявляют серьезные требования к технологии изготовления тормозных накладок завода-изготовителя, замечен существенный разброс значения коэффициента трения. В процессе эксплуатации автомобиля термическая нестабильность тормозных накладок, а также попадание воды и масла еще более усиливают указанные отклонения значений коэффициента трения. Снижение эффективности действия тормозных механизмов, сложившееся в результате изменений значений коэффициента трения, различное для тормозов одной оси автомобиля, приводит к неравномерности их действия, которую можно оценить с помощью коэффициента K_H

$$K_H = \frac{M_p^{\Pi}}{M^2}, \quad (1)$$

где M_p^{Π} – момент, развиваемый правым тормозным механизмом при расчетном значении коэффициента трения; M^2 – момент, развиваемый левым тормозным механизмом при отклонении значений коэффициента трения от расчетного.

Представленная на рисунке 1 зависимость позволяет определить максимально допустимые значения отдельных накладок.

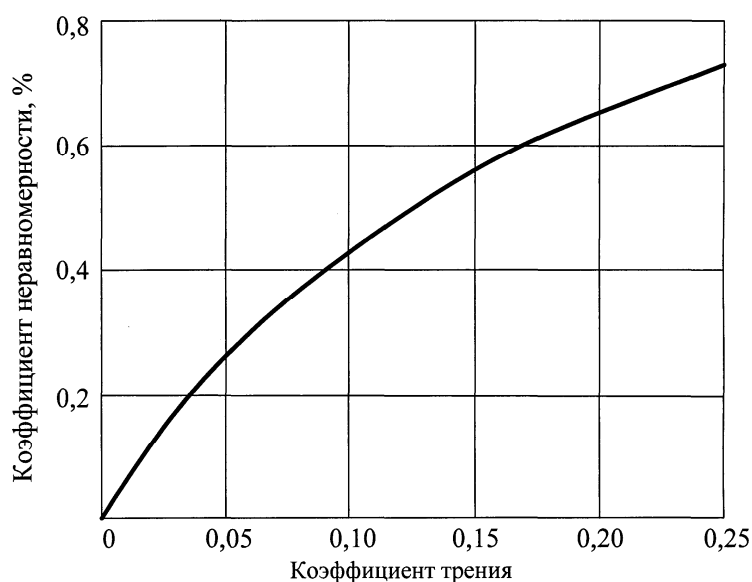


Рисунок 1. Зависимость коэффициента неравномерности действия тормозных механизмов от величины разницы значения коэффициента трения накладок

Одним из серьезных недостатков безтормозных методов определения мощностных и топливно-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания является трудность

поддержания необходимого теплового состояния испытываемого двигателя. По данным исследований установлено, что снижение температуры охлаждающей жидкости на каждые 10 °С вызывает увеличение расхода топлива на 2,5 %.

При температуре воды ниже 75 ... 85 °С увеличиваются потери тепла в охлаждающую жидкость, замедляется процесс горения в цилиндрах, значительно увеличиваются механические потери, так как масло в двигателе становится более вязким. Поэтому температура воды и масла при испытании должна быть не ниже 80 ... 85 °С. Об этом свидетельствует график, который показан на рисунке 2.

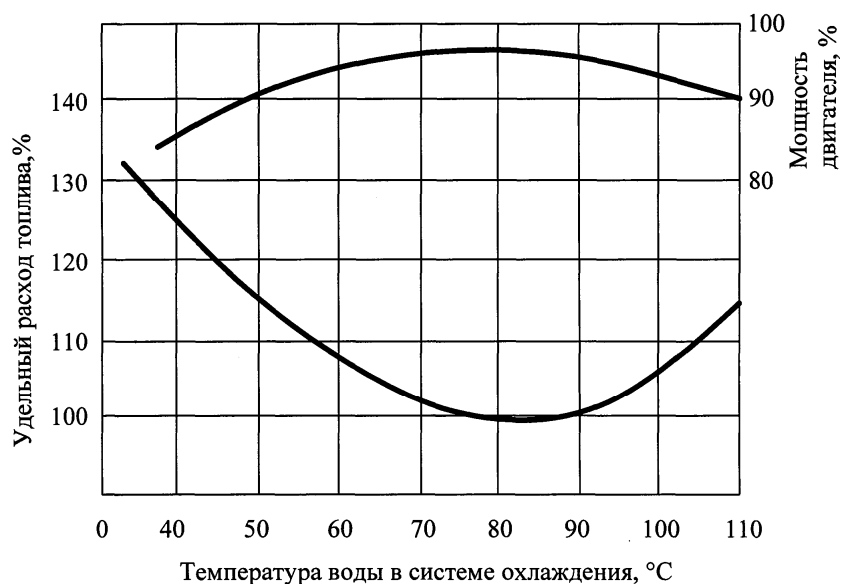


Рисунок 2. Изменение удельного расхода топлива и мощности двигателя в зависимости от температуры охлаждающей жидкости

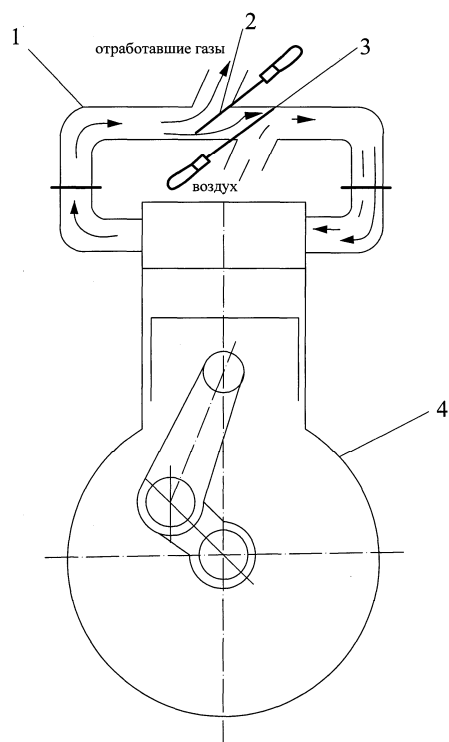
В условиях низких температур полный прогрев двигателя до рабочих температур требует увеличения продолжительности его подготовки к движению, а также лишнего расхода топлива. Начало движения с непрогретым двигателем и трансмиссией приводит к ухудшению топливной экономичности и усилению износа деталей двигателей и трансмиссии. Анализ показал, что при эксплуатации в условиях отрицательных температур около 45 % топлива расходуется при неоптимальном температурном режиме двигателя [6,8]. Поэтому большое внимание следует также уделять сохранению тепла двигателя на стоянках и остановках, так как снижение температуры охлаждающей жидкости и масла должно быть затем восполнено дополнительным расходом топлива. Увеличение расхода топлива при работе непрогретого двигателя связано с обогащением горючей смеси (из-за необходимости прикрытия воздушной заслонки карбюратора), из-за повышения потерь на трение, связанных с повышением вязкости масла и т.д. Поэтому при всех стоянках и на остановках необходимо закрывать жалюзи радиатора. Во всех этих случаях ускорение прогрева двигателя температур заслуживает

особого внимания с целью практического снижения расхода топлива и повышения производительности автомобилей за счёт уменьшения простоев под прогревом [3,7].

Для подогрева наддувочного воздуха на холостых режимах могут быть использованы различные способы, в частности, отключение охлаждающих радиаторов.

Необходима разработка рекомендаций по ускорению прогрева дизелей перед испытаниями [4,5]. Сущность заключается в следующем. При определении мощности по эффективному расходу топлива во время имитации нагрузки дросселированием воздуха на впуске по причине чрезмерного снижения коэффициента наполнения, дизель работает неустойчиво, вследствие чего происходит колебание мгновенного расхода топлива, снижающее точность измерения расхода топлива. Если при одновременном дросселировании воздуха на впуске осуществить утилизацию тепла отработавших газов путем частичной рециркуляции их во впускной тракт, то вследствие относительно высоких значений температуры и давления отработавших газов, сравнению с температурой и давлением поступавшего в цилиндры воздуха улучшается процесс сгорания, повышается противодавление в цилиндрах, и это способствует более устойчивой работе дизеля, в результате чего повышается точность определения мощности по эффективному расходу топлива и сокращается время прогрева дизеля.

Для реализации способа соединяют впускной и выпускной тракты дизеля герметичным металлоулавком 1 (рисунок 3), снабженным двумя заслонками 2 и 3 (возможен также вариант с заслонкой), предназначенными соответственно для регулирования количества подаваемых в цилиндры отработавших газов и дросселирования воздуха на впуске.



1 – герметичный металлоулавок; 2, 3 – заслонка; 4 – двигатель

Рисунок 3. Схема способа имитации нагрузки и ускорения прогрева при без тормозных испытаниях двигателей

Положительный эффект обусловлен повышением точности определения расхода топлива и мощности в среднем на 20 % по сравнению с прототипом, стабилизацией давления сжатия в цилиндрах, сокращением времени прогрева, а также снижением трудоёмкости испытаний на 5 ... 10 чел. мин.

Утилизация тепла отработавших газов с целью ускорения прогрева карбюраторных двигателей перед без тормозными испытаниями путём частичной рециркуляции их во впускной коллектор при одновременном дросселировании отработавших газов, также способствует более устойчивой работе карбюраторного двигателя и позволяет погасить точность определения мощности по эффективному расходу топлива при отсутствии силовых стендов с беговыми барабанами [1-3].

При наличии силовых стендов с беговыми барабанами с целью ускорения прогрева карбюраторных двигателей и экономии расхода топлива достаточно 1,5 ... 2 минуты частично дросселировать отработавших газов без рециркуляции их во впускной тракт, а потом нагружая двигатель с силовым стендом приступить к определению мощностных и топливно-экономических показателей.

Как известно, тормозное качество автомобилей с точки зрения безопасности дорожного движения можно оценивать с максимальным замедлением или тормозным путем автомобилей. Проведенными исследованиями установлено, что совместно с коэффициентом эффективности торможения ($K_{\text{э}}$) при учете в значении максимального замедления и тормозного пути коэффициента, характеризующего техническое состояние двигателя и зависящего от мощности двигателя, фактическое значение максимального замедления и тормозного пути больше приближается к теоретическому. Значение максимального замедления и тормозного пути в общем случае с учетом коэффициента $K_{\text{э}}$, определяет следующей формулой:

$$j_{3\text{max}} = \frac{g\varphi_x}{K_{\text{э}}}; S_{\text{т}} = \frac{v_{\text{н}}}{2} \frac{K_{\text{э}}}{g\varphi_x}, \quad (2)$$

где φ_x – коэффициент продольного сцепления шин с дорогой; $K_{\text{э}}$ – коэффициент эффективности торможений.

Для оценки тормозного качества автомобилей по значению максимального замедления и тормозного пути с учетом технического состояния различных марок двигателей можно выразить следующим формулами:

для автомобилей с дизельными двигателями со свободным впуском

$$j_{3\max}^{\text{д}} = \frac{j_{3\max}}{K_{\text{д1}}} = \frac{g\varphi_x}{K_{\text{э}}K_{\text{д1}}}; S_{\text{т}}^{\text{д}} = S_{\text{т}}K_{\text{д1}} = \frac{v_{\text{н}}^2}{2} \frac{K_{\text{э}}K_{\text{д1}}}{g\varphi_x}; \quad (3)$$

для автомобилей с дизельными двигателями с ГТН и с охлаждением наддувочного воздуха
для автомобилей с карбюраторными двигателями

$$j_{3\max}^{\text{ГТН}} = \frac{j_{3\max}}{K'_{\text{д1}}} = \frac{g\varphi_x}{K_{\text{э}}K'_{\text{д1}}}; S_{\text{т}}^{\text{ГТН}} = S_{\text{т}}K'_{\text{д1}} = \frac{v_{\text{н}}^2}{2} \frac{K_{\text{э}}K'_{\text{д1}}}{g\varphi_x}; \quad (4)$$

для автомобилей с карбюраторными двигателями

$$j_{3\max}^{\text{к}} = \frac{j_{3\max}}{K_{\text{д2}}} = \frac{g\varphi_x}{K_{\text{э}}K_{\text{д2}}}; S_{\text{т}}^{\text{к}} = S_{\text{т}}K_{\text{д2}} = \frac{v_{\text{н}}^2}{2} \frac{K_{\text{э}}K_{\text{д2}}}{g\varphi_x}, \quad (5)$$

где $K_{\text{д1}}, K'_{\text{д1}}, K_{\text{д2}}$ – поправочные коэффициенты, характеризующие техническое состояние двигателей различных марок.

Поправочные коэффициенты $K_{\text{д1}}, K'_{\text{д1}}, K_{\text{д2}}$ определяют по формулам:

$$K_{\text{д1}} = a_2 \exp\left(b_2 \frac{N_{\text{ен}}}{N_{\text{еmax}}}\right), \quad (6)$$

$$K'_{\text{д1}} = a'_2 \exp\left(b'_2 \frac{N_{\text{ен}}}{N_{\text{еmax}}}\right), \quad (7)$$

$$K_{\text{д2}} = a_3 \exp\left(b_3 \frac{N_{\text{ен}}}{N_{\text{еmax}}}\right), \quad (8)$$

где a_2, a'_2, a_3 и b_2, b'_2, b_3 – коэффициенты, зависящие от типа двигателя.

Чтобы установить значения коэффициентов a_2, a'_2, a_3 и b_2, b'_2, b_3 по результатам экспериментальных данных, решая вышеуказанное уравнение относительно функций $K_{\text{д}} = f_1'(N_{\text{ен}}/N_{\text{еmax}})$, $K'_{\text{д1}} = f_1'(N_{\text{ен}}/N_{\text{еmax}})$, $K_{\text{д1}} = f_1''(N_{\text{ен}}/N_{\text{еmax}})$, получим, соответственно, следующие математические зависимости [9]:

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= a_2 e^{b_2 \gamma_2} \\ \delta_2 &= a_2 e^{b_2 \gamma_2} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} \delta'_1 &= a'_2 e^{b'_2 \gamma'_2} \\ \delta'_2 &= a'_2 e^{b'_2 \gamma'_2} \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= a_3 e^{b_3 \eta_2} \\ \sigma_2 &= a_3 e^{b_3 \eta_1} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где $\delta_1, \gamma_1, \delta'_1, \gamma'_1, \sigma_1, \eta_1$ – координатные значения каждой точки $K_{д1}, K'_{д1}, K_{д2}$ и соответственно, на оси ординат и абсцисс; $\delta_2, \gamma_2, \delta'_2, \gamma'_2, \sigma_2, \eta_2$ – координатные значения каждой следующей точки $K_{д1}, K'_{д1}, K_{д2}$ на оси ординат и абсцисс.

Обработка осуществлена с применением ЭВМ и получены следующие минимальные и максимальные значения коэффициентов: $a_2=0 \dots 1,108$; $b_2=0 \dots 1,543$; $a'_2=0 \dots 1,084$; $b'_2=0 \dots 1,327$; $a_3=0 \dots 1,172$; $b_3=0 \dots 2,201$.

Номинальное значение мощности двигателя задается заводом-заготовителем в технических характеристиках, а максимальное значение мощности для различных марок двигателей определяют по эффективному расходу топлива. При этом если измеренное значение часового расхода топлива окажется больше допустимого значения, то выявляют и устраняют неисправность и тем самым создаются условия для снижения токсичности отработавших газов и ее влияния на БДД. Значение указанных коэффициентов для технически исправных двигателей и трансмиссии принимают равным единице [9].

Из формул (3), (4) и (5) хорошо видно, что для одинаковых условий дорог по заранее установленным значениям коэффициентов $K_{д1}, K'_{д1}, K_{д2}$ можно прогнозировать тормозное качество автомобилей по значениям максимального замедления и тормозного пути. При этом положительный эффект обусловлен повышением точности определения значения максимального замедления и тормозного пути автомобилей.

Если отклонение значения максимального замедления и тормозного пути от номинального в зависимости от неисправности двигателей для известного значения коэффициента сцепления шин с дорогой будет больше, чем в допустимых пределах, то надо выявить и устранить неисправности. При малом уменьшении измеренных значений можно пересмотреть маршрут движения автомобиля (до устранения неисправности) с точки зрения БДД с учетом интенсивности движения транспортных средств и пешеходов в данном маршруте [9].

Вывод. Рассмотренный способ торможения в ограниченной форме можно применять при кратковременном нагружении двигателей во время испытания автомобилей на беговых барабанах с целью определения мощности по бестормозному методу, когда не имеется нагрузочное устройство или имеющиеся нагрузочные устройства по мощности не соответствуют и нуждаются в догрузке двигателя.

С целью обеспечения активной безопасности дорожного движения при диагностировании технического состояния тормозного механизма необходимо иметь взаимосвязь между мощностью двигателя, которая используется для создания тяги, осуществлявшей разгон автомобиля. По мощности, затрачиваемой на торможение при движении автомобиля, можно оценивать техническое состояние тормозов. Расчетами установлено, что совместно с коэффициентом эффективности торможения при учете в значениях максимального замедления и тормозного пути поправочных коэффициентов, характеризующих техническое состояние двигателей и зависящих от значения мощности, значительно уменьшается фактический минимальный тормозной путь, и значение максимального замедления приближается к теоретическому.

Список литературы

1. Курьянов В.К., Кондрашова Е.В., Скворцова Т.В., Скрыпников А.В. Управление, основанное на средних характеристиках транспортного потока // Перспективные технологии, транспортные средства и оборудование при производстве, эксплуатации, сервисе и ремонте: межвузовский сборник научных трудов / под ред. В.И. Посметьева. – Воронеж, 2007. – С. 204-209.
2. Курьянов В.К., Кондрашова Е.В., Скрыпников А.В., Скворцова Т.В. Условия труда водителей. Токсичные вещества в кабинах // Проблемы функционирования, стабилизации и устойчивости развития предприятий лесопромышленного комплекса в новом столетии: материалы международной научно-практической конференции; под редакцией В. П. Бычкова, Т. Л. Безруковой. – Воронеж, 2004. – С. 198-203.
3. Курьянов В.К., Скрыпников А.В., Кондрашова Е.В. Комплексное моделирование процесса функционирования автомобильных лесовозных дорог в САПР.– Деп. В ВИНТИ № 1088-В2004 24.06.2004. – 73 с.
4. Курьянов В.К., Скрыпников А.В., Скворцова Т.В., Кондрашова Е.В. Автоматизированный расчет уровня параметрического загрязнения окружающей среды объектами автомобильно-транспортного комплекса. – Деп. в ВИНТИ № 570-В2003 28.03.2003.
5. Курьянов В.К., Скрыпников А.В., Скворцова Т.В., Кондрашова Е.В. Автоматизированный расчет уровня загрязнения поверхностного стока на автомобильной дороге. – Деп. в ВИНТИ № 569-В2003 28.03.2003. – 20 с.
6. Курьянов В.К., Скрыпников А.В., Скворцова Т.В., Кондрашова Е.В. Автоматизированный расчет загрязнения атмосферы токсичными компонентами отработанных газов. – Деп. в ВИНТИ № 561-В2003 28.03.2003. – 31 с.
7. Курьянов В.К., Скрыпников А.В., Скворцова Т.В., Кондрашова Е.В. Влияние производ-

ственных и социально-бытовых факторов на органы дыхания водителей автомобилей. – Деп. в ВИНТИ № 1669-B2004 25.10.2004. – 21 с.

8. Скрыпников А.В., Кондрашова Е.В., Орбинский В.И. Повышение уровня безопасности технологических процессов в агропромышленном комплексе. – Деп. в ВИНТИ № 255-B2012 28.05.2012. – 63 с.

9. Скрыпников А.В., Кондрашова Е.В., Урюпин А.И., Яковлев К.А. Повышение эффективности технической эксплуатации лесозаготовительных машин. – Деп. в ВИНТИ №254-B2012 от 28.05.2012 г. – 203 с.

10. Скрыпников А.В. Теоретические основы и методы организации и управления дорожным движением // Бюллетень транспортной информации. – № 1 (175). – Москва, 2010. – С.10-15 с.

Рецензенты:

Поливаев О.И., д.т.н., заведующий кафедрой тракторов и автомобилей ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж;

Афоничев Д.Н., д.т.н., профессор, зав кафедрой электротехники и автоматики ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж.