

Научная статья
УДК 629.331

Сопоставление результатов определения момента механических потерь, полученных при помощи различных методик

Тимофей Викторович Морозкин¹, Антон Вячеславович Александров²,
Иван Алексеевич Долгов³, Сергей Евгеньевич Николаев⁴,
Дмитрий Сергеевич Конюшков⁵

^{1,2,3,4,5}Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

^{1,2,3,4,5}madilab@mail.ru

Аннотация. Работа была выполнена с целью подтвердить эквивалентность значения момента механических потерь, получаемого на режимах свободного разгона, результатам стендовых испытаний. Исследование выполнялось в рамках разработки методики косвенного индицирования – расчета газовых сил и их работы на основании анализа динамики вращения коленчатого вала. Косвенное индицирование актуально для мониторинга работы ДВС в составе автомобиля при его эксплуатации и может быть реализовано как дополнительный алгоритм электронного блока управления или внешний электронный модуль, работающий на основании сигнала датчика положения коленчатого вала и информации, получаемой из CAN-шины.

Предлагаемая эмпирическая методика определения момента механических потерь основана на расчете работы сил сопротивления на некотором угловом промежутке, как разности между работой газовых сил и изменением кинетической энергии подвижных деталей двигателя при его работе на различных режимах холостого хода – свободных разгонов и выбегов при различном положении органа управления двигателем. Угловая скорость и положение коленчатого вала определяются на основании обработки сигнала штатного датчика положения коленчатого вала, а работа газовых сил по результатам непосредственного индицирования. Описывается проверка показаний датчиков давления в цилиндре – она выполнялась методом отключения цилиндров двигателя, работающего на моторном стенде. В статье также рассмотрена методика определения момента инерции вращающихся деталей двигателя на режиме нестабильного холостого хода. Определение момента инерции необходимо для расчета кинетической энергии подвижных деталей двигателя.

Выполненный анализ экспериментальных данных подтверждает эквивалентность момента механических потерь на стационарных и переходных режимах.

Ключевые слова: индицирование ДВС, ускорение коленчатого вала, кинетическая энергия деталей ДВС, работа газовых сил, момент инерции вращающихся деталей ДВС, момент сил сопротивления ДВС.

Для цитирования: Морозкин Т.В., Александров А.В., Долгов И.А., Николаев С.Е., Конюшков Д.С. Сопоставление результатов определения момента механических потерь, полученных при помощи различных методик // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 3 (45).

Original article

Comparison of the results of determining the moment of mechanical losses obtained using various methods

Timofey V. Morozkin¹, Anton V. Alexandrov², Ivan A. Dolgov³, Sergey E. Nikolaev⁴, Dmitriy S. Konyushkov⁵

^{1,2,3,4,5}Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),
Moscow, Russia

^{1,2,3,4,5}madilab@mail.ru

Abstract. The work was carried out in order to confirm the equivalence of the value of the moment of mechanical losses obtained in free acceleration modes to the results of bench tests. The study was carried out as part of the development of a technique for indirect indexing – calculating gas forces and their operation based on an analysis of the dynamics of crankshaft rotation. Indirect indexing is important for monitoring the operation of the internal combustion engine in a car during its operation and can be implemented as an additional algorithm of the electronic control unit or an external electronic module operating based on the signal of the crankshaft position sensor and information received from the CAN bus. The proposed empirical method for determining the moment of mechanical losses is based on calculating the work of the resistance forces over a certain angular interval, as the difference between the work of the gas forces and the change in kinetic energy of the moving parts of the engine during its operation at various idle modes – free acceleration and run-off at different positions of the engine control. The angular velocity and position of the crankshaft are determined based on the signal processing of the standard crankshaft position sensor, and the operation of the gas forces is based on the results of direct indexing. The verification of the readings of pressure sensors in the cylinder is described. It was performed by turning off the cylinders of the engine running on the engine stand. The article also discusses a technique for determining the moment of inertia of rotating engine parts at unstable idle. The determination of the moment of inertia is necessary to calculate the kinetic energy of the moving

parts of the engine. The analysis of experimental data confirming the equivalence of the moment of mechanical losses in stationary and transient modes is performed.

This article contains a description and results of motor tests conducted as part of the experiment. An analysis of experimental data has been carried out, confirming the equivalence of the moment of mechanical losses in stationary and transient modes.

Keywords: ICE indication, crankshaft acceleration, kinetic energy of internal combustion engine parts, work of gas forces, moment of inertia of rotating internal combustion engine parts.

For citation: Morozkin T.V., Alexandrov A.V., Dolgov I.A., Nikolaev S.E., Konyushkov D.S. Comparison of the results of determining the moment of mechanical losses obtained using various methods. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2025. No. 3 (45).

Введение. Данная работа выполнена в рамках разработки методики косвенного индицирования – расчета момента газовых сил и их работы на основании анализа динамики коленчатого вала. Методика косвенного индицирования актуальна для мониторинга работы ДВС в составе автомобиля при его эксплуатации [1]. Традиционные программы самодиагностики, базирующиеся на математических моделях взаимосвязанности показаний датчиков [2], в случае нарушения их характеристик перестают адекватно работать. Коленчатый вал является интегрирующим звеном – его ускорение в каждый момент времени должно соответствовать равнодействующему крутящему моменту от всех сил – газовых, инерционных, полезной нагрузки и сил трения. Поэтому, диагностические методики, базирующиеся на анализе динамики коленчатого вала, обладают высокой достоверностью [3, 4]. Основным недостатком таких методик является сложность точного определения угловой скорости коленчатого вала в каждый момент времени.

При разработке методики косвенного индицирования газовые силы рассчитываются на основании данных прямого индицирования, а динамика коленчатого вала – на основании сигнала датчика положения коленчатого вала. Крутящий момент от инерционных сил, обусловленный изменением скорости движения поршней и шатунов, рассчитывается на основании кинематики КШМ и масс этих деталей. На автомобиле предлагаемая методика

может быть реализована как дополнительный алгоритм ЭБУ или во внешнем электронном модуле, на основании сигнала датчика положения коленчатого вала и информации, получаемой из CAN-шины [5].

Постановка задачи исследования

Неопределенность изменения крутящих моментов полезной нагрузки и сил внутреннего сопротивления (трения) в функции угла поворота коленчатого вала затрудняет решение поставленной задачи – прогнозирования крутящего момента от газовых сил на основании ускорения коленчатого вала. Для ее упрощения на первом этапе следует рассматривать соответствие работы газовых сил на некотором угловом промежутке изменению кинетической энергии подвижных деталей двигателя и автомобиля.

На рисунке 1 в качестве иллюстрации поставленной задачи представлен зарегистрированный фрагмент работы четырехцилиндрового двигателя в составе автомобиля при его дорожных испытаниях. Продолжительность рассматриваемого фрагмента составляет 75 мс, за это время коленчатый вал совершил 6 оборотов – 3 цикла работы. Крутящий момент от газовых сил рассчитывался на основании датчиков давления в цилиндрах двигателя. Работа газовых сил ($A_{г}$) на этом участке составила 5920 Дж, а кинетическая энергия подвижных деталей ($E_{кин}$) увеличилась на 367 Дж. $5920 - 367 = 5553$ [Дж], следовательно, столько было затрачено на преодоление внутренних потерь в двигателе ($A_{тр}$) и передано в трансмиссию для движения автомобиля ($A_{шн}$). Для разрабатываемой методики косвенного индицирования ($A_{тр}$) и ($A_{шн}$) требуется рассчитывать отдельно, в противном случае эта методика будет давать меньшую точность.

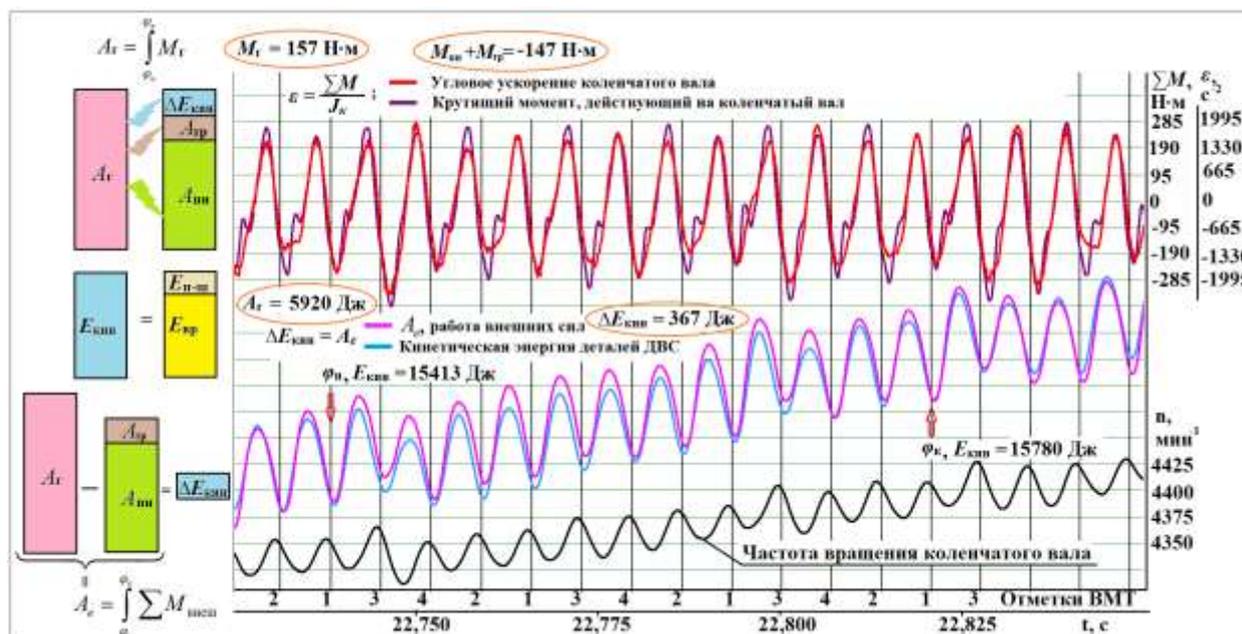


Рис. 1. Иллюстрация интегральной и дифференциальной связи крутящего момента от газовых сил и параметров вращения коленчатого вала

Традиционно для определения момента механических потерь используется моторный стенд [6], но установка на стенд двигателя современного автомобиля сопряжена с рядом сложностей и делать это в рамках мониторинга работы автомобиля не целесообразно. Еще более трудоемки методики определения момента механических потерь методом прокрутки при нагружении элементов КШМ сжатым воздухом [7, 8]. Аналитические методики [9] дают хороший результат расчета сил трения при известных условиях – например, шероховатость поверхности, зазор в парах трения, вязкость моторного масла – но в условиях эксплуатации такие параметры неизвестны.

Авторами статьи предложена оригинальная методика определения момента механических потерь, как разности работы газовых сил и изменения кинетической энергии подвижных деталей двигателя на режимах свободного разгона [10].

Целью данной работы является подтверждение эквивалентности механических потерь, определяемых при работе ДВС на моторном стенде и по

предложенной авторами методике – при работе ДВС на нестационарных режимах холостого хода в составе автомобиля. При этом $A_{ин} = 0$, а сочленения двигателя нагружается инерционным моментом вращающихся деталей, прежде всего маховиком.

Определение момента механических потерь на режиме свободных разгонов

Серия экспериментов была выполнена на двигателе ВАЗ-2112, установленном на моторном стенде. Свободные разгоны, имитирующие работу двигателя в составе автомобиля, выполнялись на этом же двигателе с отключенным тормозом (был снят приводной вал).

В таблице 1 представлен план проведения моторных испытаний для определения момента механических потерь $M_{тр}$ [Н·м] в зависимости от скоростного и нагрузочного режима работы двигателя и способа его нагружения. Из соображений безопасности стендовые испытания для частоты вращения более 3500 мин⁻¹ было решено не проводить.

Таблица 1

План проведения моторных испытаний

Частота вращения	850	1400	2500	3500	4500
Режим нагрузки					
Холостой ход	+	+	+	+	+
Выбег	-	+	+	+	+
Св. разгон 50% M_f	-	+	+	+	+
Св. разгон 100% M_f	-	+	+	+	+
Прокрутка 0% Дз	+	+	+	+	-
Прокрутка 100% Дз	+	+	+	+	-
Стенд 50% M_f	-	+	+	+	-
Стенд 100% M_f	-	+	+	+	-

На рисунке 2 представлен свободный разгон двигателя при частичном открытии дроссельной заслонки, ограничивающей момент газовых сил приблизительно на уровне 50% от максимального. В результате одного такого свободного разгона получают данные сразу для нескольких режимных точек, указанных в таблице 1.

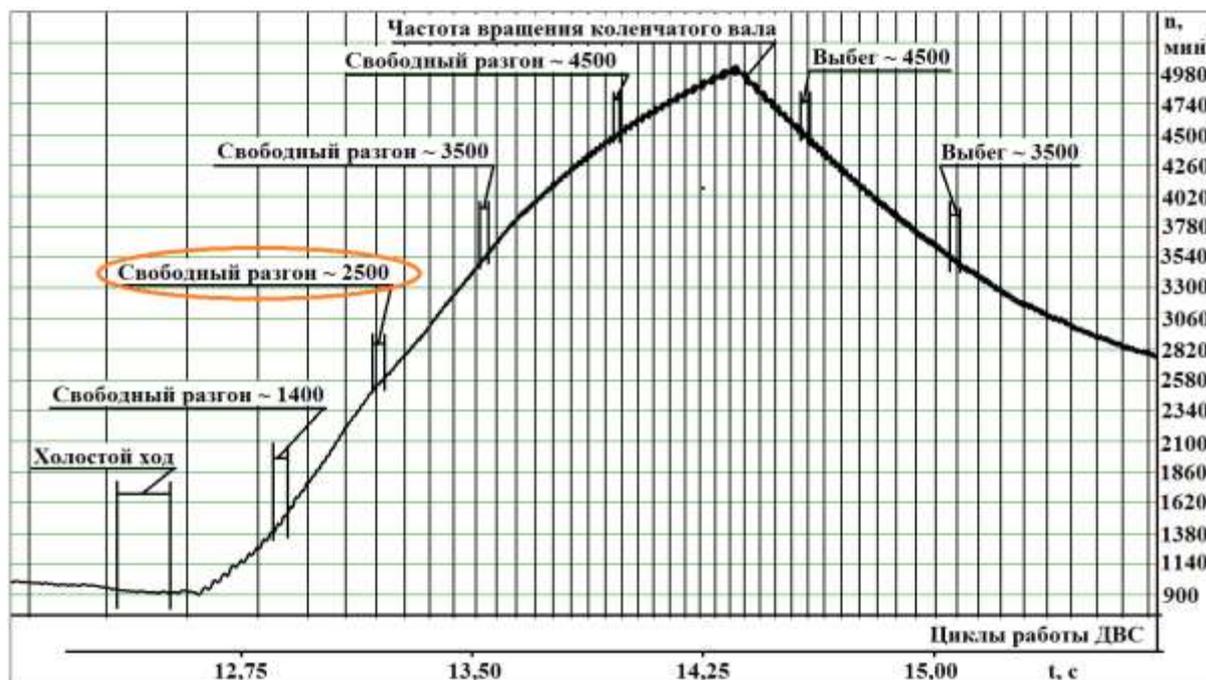


Рис. 2. Свободный разгон двигателя с указанием режимов, выбранных для анализа

Рисунок 3 иллюстрирует расчет работы сил сопротивления на участке 720° ПКВ, соответствующему циклу работы двигателя для выделенного на рисунке 2 режима – 2500 мин⁻¹, 50% нагрузки. Крутящий момент газовых сил на этом режиме составил 51 Нм. Затем, интегрируя крутящий момент по углу поворота, рассчитывается работа газовых сил (A_G) на этом участке. На основании изменения частоты вращения (Δn) и принятого в расчете момента инерции вращающихся деталей, рассчитывается изменение кинетической энергии подвижных деталей двигателя ($\Delta E_{кин}$), которое соответствует такому изменению частоты вращения. Разность между работой газовых сил и изменением кинетической энергии подвижных деталей есть искомая работа механических потерь ($A_G - \Delta E_{кин} = A_{тр}$). Для получения традиционно указываемого среднего крутящего момента механических потерь ($M_{тр}$),

найденную работу нужно разделить на угловой промежуток – 4π радиан. На рассматриваемом участке среднее значение момента сил трения составило 12,9 [Нм].

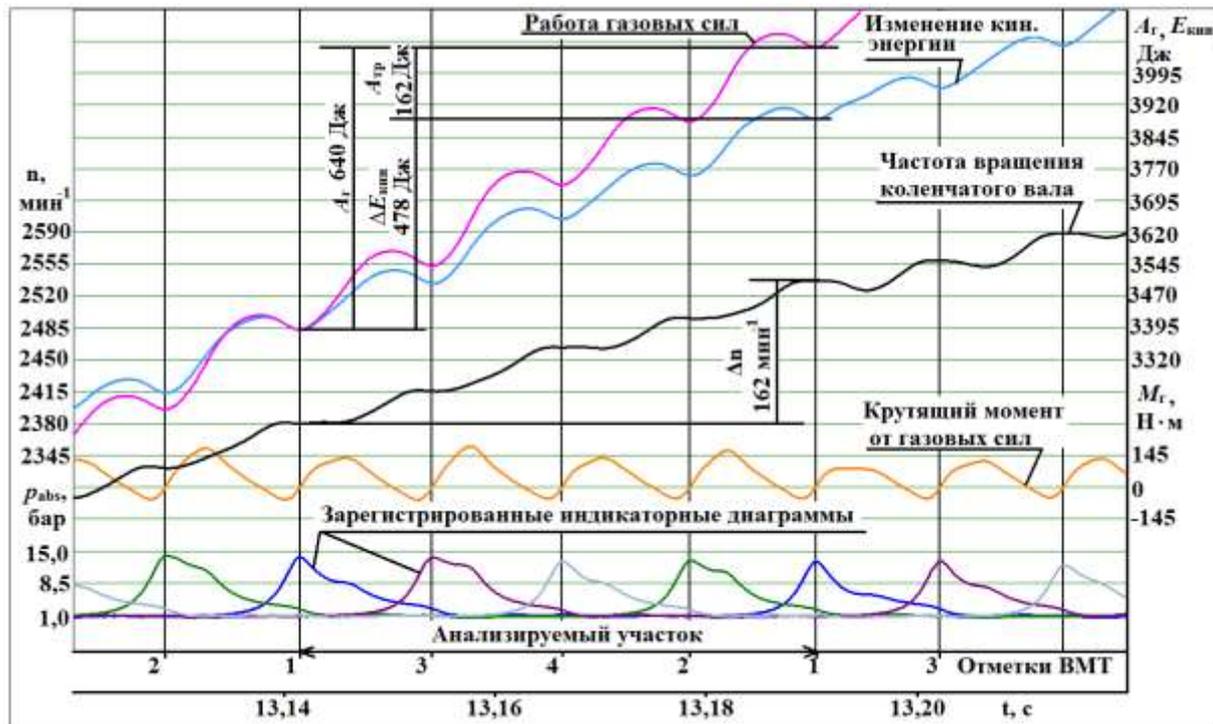


Рис. 3. Определение работы сил трения на участке 720° ПКВ

Методика определения момента вращающихся деталей

Используемая методика определения момента инерции вращающихся деталей требует пояснения. В [11] момент инерции деталей определялся на режиме выбега. Другим вариантом является его определение на режиме нестабильного холостого хода. При работе двигателя на холостом ходу соблюдается баланс между крутящим моментом от газовых сил и моментом сил сопротивления, средняя частота вращения коленчатого вала при этом остается неизменной. Если каким-то образом нарушить условия протекания рабочего процесса в нескольких последовательных циклах – изменением состава смеси, изменением УОЗ, забросом остаточных газов – то крутящий момент от газовых сил уменьшится, баланс нарушится и частота вращения начнет снижаться. Для стабилизации частоты вращения система управления будет вынуждена увеличивать количество подаваемой смеси, при этом частота

вращения будет увеличиваться. Так как скоростной и нагрузочный режим работы двигателя при этом меняется незначительно, то и момент сил сопротивления должен оставаться стабильным. На рисунке 4 представлена работа двигателя с увеличенным перекрытием фаз газораспределения, которая сопровождается повышенным обратным забросом, и, как следствие, нестабильной работой на холостом ходу. На первом рассматриваемом участке работа газовых сил ($A_{г}$) была отрицательной и составила -51 Дж (при полном отключении цилиндров отрицательная работа составила бы около 75 Дж). Под действием отрицательного момента от газовых сил и сил трения частота вращения (n) за два оборота снизилась на 121 мин⁻¹. В зависимости от принятого в расчетах момента инерции вращающихся масс ($J_{к}$) – 0,10; 0,11 или 0,12 кг·м² кинетическая энергия подвижных деталей двигателя ($E_{кин}$) снизится на 133, 147 или 159 Дж соответственно. Вычитая из снижения кинетической энергии вклад работы газовых сил получаем работу сил трения ($A_{тр}$) – 82, 96 или 108 Дж.

Для стабилизации частоты вращения система управления увеличила количество подаваемой смеси – на втором участке работа газовых сил составила 256 Дж, частота вращения при этом возросла на 132 мин⁻¹, кинетическая энергия возрастет на 146, 161 или 174 Дж, а работа сил трения составит 110, 95 или 82 Дж. Использование в расчетах $J_{к} = 0,11$ кг·м² обеспечивает и при снижении, и при увеличении частоты вращения близкое значение работы сил трения – 95...96 Дж, что соответствует действию момента механических потерь ($M_{тр}$) 7,6 Нм. Шкала кинетической энергии подвижных деталей, указанная на рисунке 4, соответствует именно этому значению момента инерции.

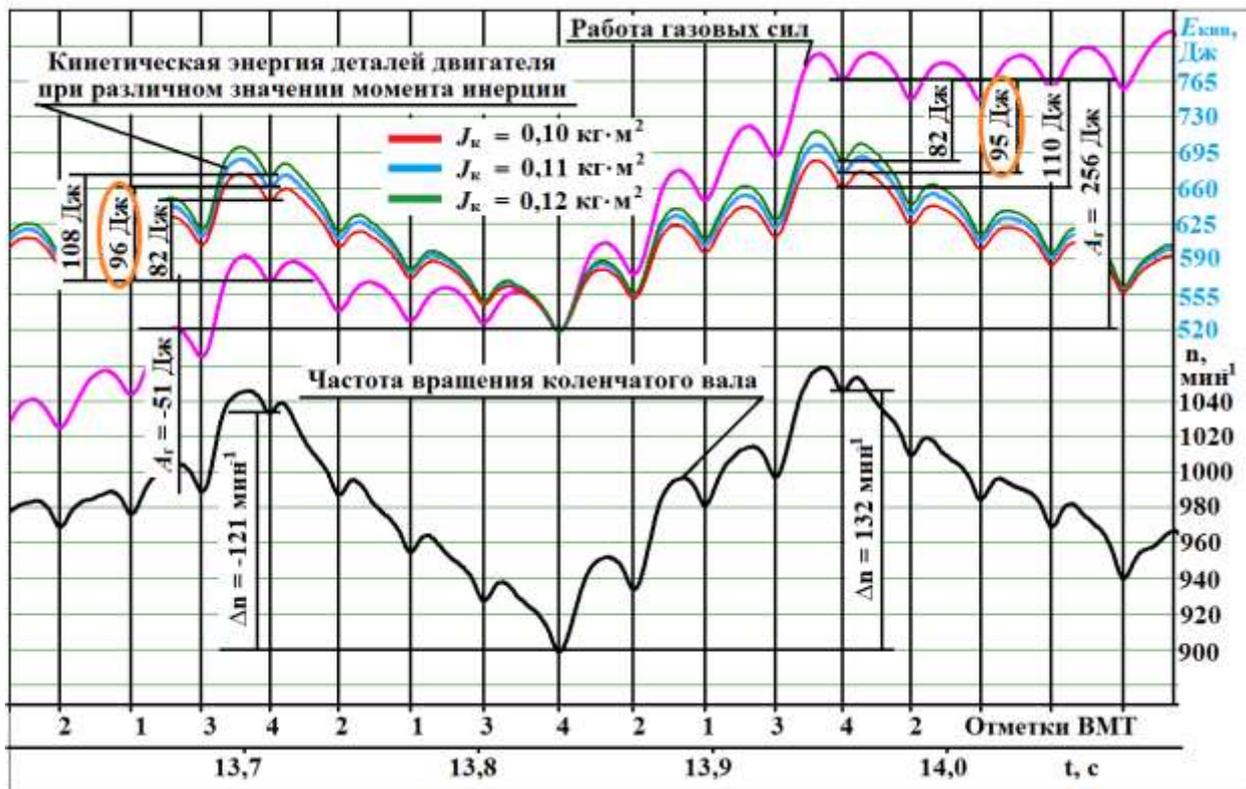


Рис. 4. Определение момента инерции вращающихся деталей на режиме холостого хода при нестабильной частоте вращения коленчатого вала

Для подтверждения адекватности предложенной методики определения момента инерции вращающихся деталей на двигатель был установлен дополнительный маховик, момент инерции которого был определен методом трифелярного подвеса и составил 0,069 кг·м². При работе двигателя на холостом ходу с нестабильной частотой вращения равенство работы сил трения при снижении и увеличении частоты вращения соблюдалось при моменте инерции 0,178 кг·м² ($0,110 + 0,069 \approx 0,178$). При расчете момента инерции вращающихся деталей на основании действия инерционных сил от поршней и шатунов на режиме выбега были получены близкие результаты.

Определение момента механических потерь на моторном стенде

Для определения момента механических потерь и проверки достоверности показаний датчиков давления в цилиндрах был использован метод отключения цилиндров при работе двигателя на моторном стенде. На рисунке 5 представлен момент отключения подачи топлива в первый цилиндр

двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2500 мин^{-1} и полностью открытой дроссельной заслонке.

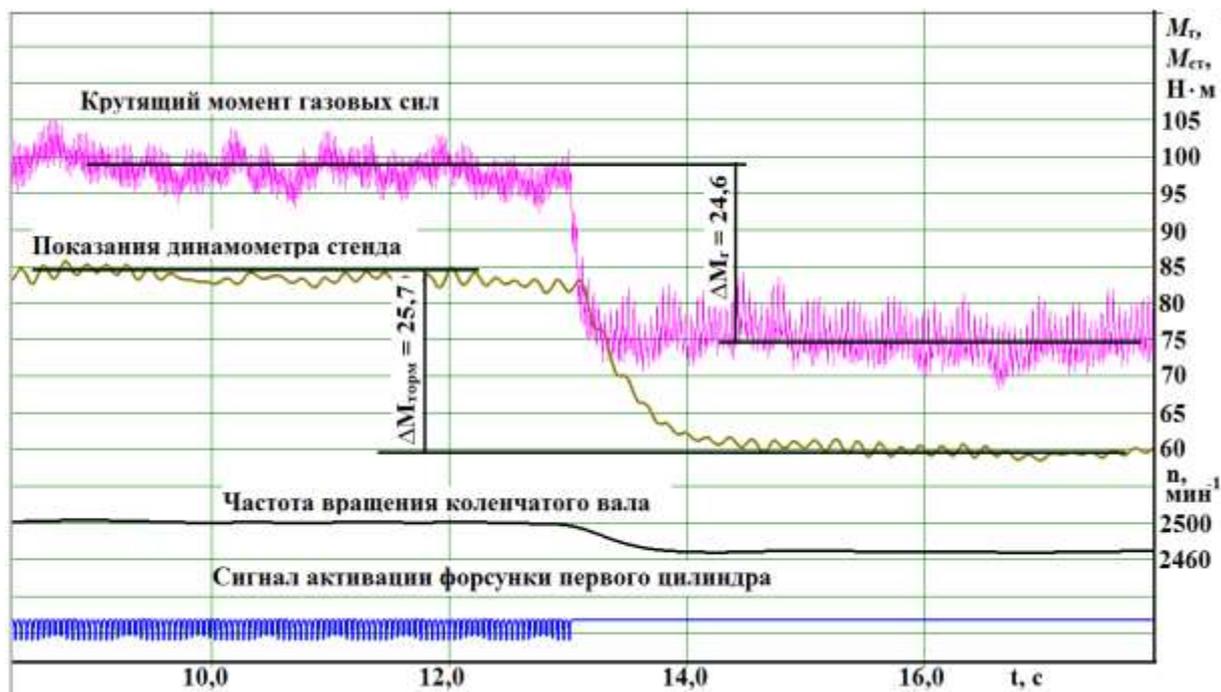


Рис. 5. Отключение подачи топлива в первый цилиндр

При прекращении подачи топлива форсункой (отключении цилиндра) снижение крутящего момента газовых сил должно соответствовать снижению показаний динамометра стенда. Результаты последовательного отключения подачи топлива во все цилиндры двигателя представлены в таблице 2. Суть этого метода заключается в том, что сумма уменьшений показаний динамометра стенда при последовательном отключении всех цилиндров должна соответствовать крутящему моменту газовых сил на этом режиме – $\sum \Delta M_{торм} = \sum \Delta M_g \approx \sum M_g$. Из таблицы следует: $\sum \Delta M_{торм} = 25,7 + 24,3 + 23,7 + 25,5 = 99,2$ [Нм], что близко значению крутящего момента от газовых сил, рассчитанному на основании сигналов датчиков давления в цилиндрах двигателя. Некоторое превышение $\sum \Delta M_{торм}$ над $\sum M_g$ объясняется тем, что при отключении цилиндра индикаторная работа за такты сжатие – рабочий ход становится отрицательной.

Таблица 2

Результаты испытаний для частоты вращения 2500 мин⁻¹ и 100% угла открытия дросселя

Режим	M _Г	∑M _Г	M _{торм}	M _{тр}	M _Г	∑M _{Г-1}	M _{торм-1}	ΔM _Г	ΔM _{торм}	Рассогласование
Откл.	№1 23,3	98,3	84,4	13,9	№1 -1,3	73,7	58,7	24,6	25,7	1,1
Цил. №1	№2 24,4				№2 24,0					
	№3 24,5				№3 25,1					
	№4 26,1				№4 25,9					
Откл.	№1 22,6	94,6	81,1	13,5	№1 23,0	70,9	56,8	23,7	24,3	0,6
Цил. №2	№2 23,6				№2 -1,6					
	№3 23,9				№3 24,5					
	№4 24,5				№4 25,0					
Откл.	№1 22,5	94,9	81,2	13,7	№1 22,9	70,9	57,5	24,0	23,7	-0,3
Цил. №3	№2 23,3				№2 23,8					
	№3 24,3				№3 -1,5					
	№4 24,8				№4 25,7					
Откл.	№1 22,4	95,8	82,5	13,3	№1 22,8	70,9	57,0	24,9	25,5	0,6
Цил. №4	№2 23,8				№2 24,6					
	№3 24,6				№3 25,2					
	№4 25,0				№4 -1,7					

Сопоставление результатов, полученных при помощи различных методик определения момента механических потерь

В таблице 3 представлены осредненные результаты моторных испытаний, выполненных по плану таблицы 1 – определение различными

способами значения момента механических потерь $M_{тр}$ [Н·м] в зависимости от скоростного и нагрузочного режима работы двигателя.

Таблица 3

Результаты моторных испытаний двигателя

Частота вращения	850	1400	2500	3500	4500
Режим нагрузки					
Холостой ход	7,1	8,1	10,0	11,6	14,5
Выбег	-	7,5	9,2	11,8	14,5
Св. разгон 50% M_T	-	10,3	12,5	13,4	17,2
Св. разгон 100% M_T	-	11,0	13,6	17,5	19,5
Прокрутка 0% Дз	8,0	9,0	10,5	12,3	-
Прокрутка 100% Дз	7,9	9,2	10,5	12,1	-
Стенд 50% M_T	-	10,5	12,0	14,0	-
Стенд 100% M_T	-	11,3	13,6	17,1	-

На рисунке 6 представлены приведенные в таблице 3 результаты.

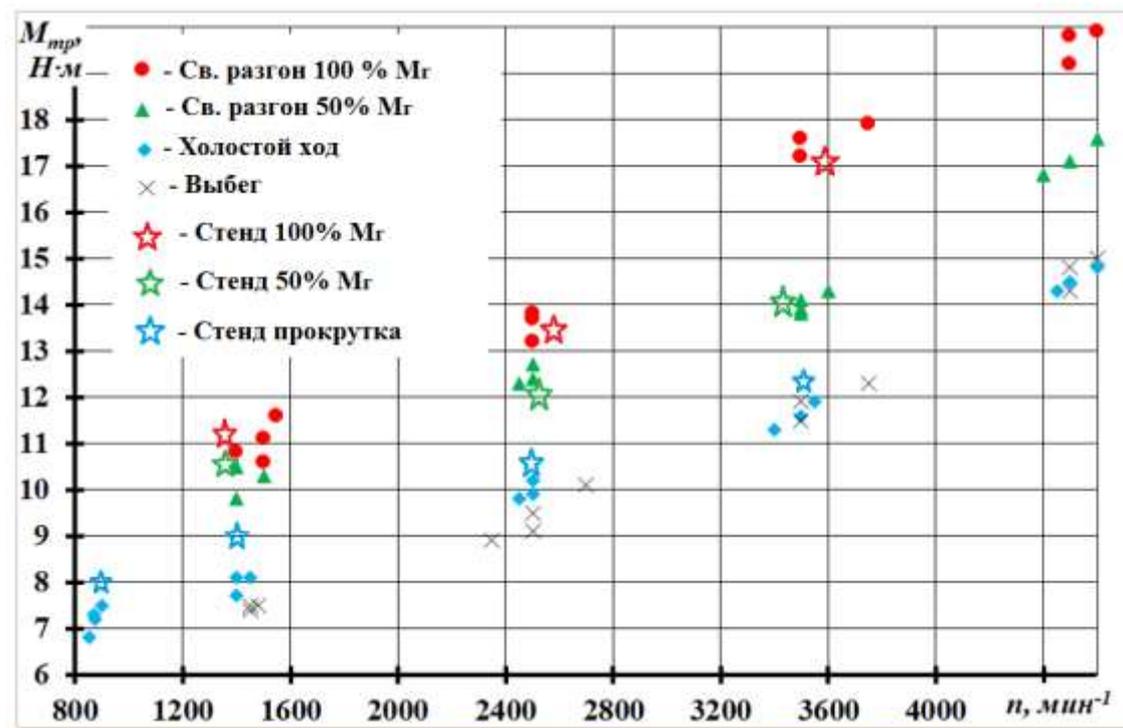


Рис. 6. Результаты момента механических потерь, полученные при испытаниях двигателя с отключенным моторным стендом

Выводы

1. Подтверждена работоспособность методики определения момента механических потерь на режимах свободный разгон – выбег.
2. Проведенные испытания подтвердили эквивалентность момента механических потерь в двигателе независимо от того, работает он на стационарном или переходном режиме.
3. Подтверждена общая тенденция роста момента механических потерь с увеличением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель.
4. Продемонстрирована адекватность методики определения момента инерции вращающихся деталей на режиме нестабильного холостого хода – близость момента сил сопротивления, рассчитанная при свободном разгоне и определенная на моторном стенде, это подтверждает.

Список источников

1. Долгов, И. А. Актуальность индицирования ДВС / И. А. Долгов, А. В. Александров // Журнал автомобильных инженеров. – 2016. – № 5(100). – С. 19-23. – EDN YRKCCJ
2. Гирявец, А.К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем / А.К. Гирявец. – Москва : Стройиздат, 1997. – 173 с.
3. Оценка крутящего момента двигателя по внутрицикловой вариации угловой скорости коленчатого вала на автомобиле / П. В. Сафронов, Е. А. Першутин, И. В. Алексеев [и др.] // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2012. – № 1(28). – С. 50а-56. – EDN OPYJYN.
4. Новиков, В. А. Определение технического состояния двигателей внутреннего сгорания по неравномерности вращения коленчатого вала: специальность 2.4.7: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Новиков Виктор Александрович; РУДН. – Москва, 2023. – 265 с. – EDN GPXJZR.
5. Динамические испытания в условиях реальной эксплуатации транспортного средства / А. В. Александров, И. А. Долгов, Т. В. Морозкин, Д. С. Конюшков // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2024. – № 3(41). – EDN GVL TSA.

6. Пришвин, С. А. Испытания двигателей внутреннего сгорания : Учебное пособие в 2-х частях / С. А. Пришвин, П. В. Сафронов, Э. А. Савастенко. Том Ч. I. – Москва : Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2023. – 276 с. – EDN MUNSAD.
7. New Ways to Measure Mechanical Losses by Motoring an ICE with Increased Cylinder Pressure / R. Procházka, A. Dittrich, R. Voženílek, S. Beroun // *Applied Sciences*. – 2022. – Vol. 12, №4. – DOI 10.3390/app12042155.
8. Investigations of the Friction Losses of Different Engine Concepts. Part 1: A Combined Approach for Applying Subassembly-Resolved Friction Loss Analysis on a Modern Passenger-Car Diesel Engine/ C. Knauder, H. Allmaier, D.E. Sander, T. Sams // *Lubricants*. – 2019. – Vol. 7, № 39. – DOI 10.3390/lubricants7050039.
9. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета, испытаний: учебное пособие / С.В. Путинцев. – Москва : МГТУ им. Н. Баумана, 2011. – 288 с.
10. Определение момента сил сопротивления ДВС / А. В. Александров, Т. В. Морозкин, И. А. Долгов [и др.] // *Автомобиль. Дорога. Инфраструктура*. – 2023. – № 2(36). – EDN EUNKIS.
11. Определение момента инерции вращающихся деталей ДВС / А. В. Александров, И. А. Долгов, Т. В. Морозкин [и др.] // 9-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса : сборник докладов Международной научно-технической конференции, Москва, 29 января 2021 года. – Москва: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2021. – С. 9-22. – EDN MFUUGQ.

References

1. Dolgov I.A., Alexandrov A.V. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2016, no.№ 5(100), pp. 19-23.
2. Giryavets A.K. *Teoriya upravleniya avtomobil'nyim benzinovym dvigatelem* (Theory of control of an automobile gasoline engine), Moscow, Stroyizdat, 1997,173 p.
3. Safronov P.V., Petrushin Ye.A., Alekseyev I.V., Ivanov I.Ye., Bogdanov S.N. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* (MADI), 2012, no. 1(28), pp. 50a-56.
4. Novikov V. A. *Opredeleniye tekhnicheskogo sostoyaniya dvigateley vnutrennego sgoraniya po neravnomernosti vrashcheniya kolenchatogo vala: spetsial'nost'* (Determination of the technical condition of internal combustion engines by the uneven rotation of the crankshaft), Candidate's thesis, Moscow, RUDN, 2023, 265 p.
5. Aleksandrov A.V., Dolgov I.A., Morozkin T.V., Konyushkov D.S. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2024, no. 3(41).

6. Prishvin S.A., Safronov P.V., Savastenko E. A. *Ispytaniya dvigateley vnutrennego sgoraniya* (Testing of internal combustion engines), Part I, Moscow, MADI, 2023, 276 p.
7. Procházka R., Dittrich A., Voženílek R., Beroun S. *Applied Sciences*, 2022, vol. 12, no.4, DOI 10.3390/app12042155.
8. Knauder C., Allmaier H., Sander D.E., Sams T. *Lubricants*, 2019, vol. 7, no. 39, DOI 10.3390/lubricants7050039 .
9. Putintsev S.V. *Mekhanicheskiye poteri v porshnevnykh dvigatelyakh: spetsial'nyye glavy konstruirovaniya, rascheta, ispytaniy* (Mechanical losses in piston engines: special chapters on design, calculation, testing), Moscow, MGTU im. N. Baumana, 2011, 288 p.
10. Aleksandrov A.V., Morozkin T.V., Dolgov I.A., Nikolayev S.Ye., Konyushkov D.S. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2023, no. 2 (36).
11. Aleksandrov A.V., Dolgov I.A., Morozkin T.V., Nikolayev S.Ye., Konyushkov D.S. *9-ye Lukaninskiye chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa*, Sbornik trudov, Moscow, MADI, 2021, pp. 9-22.

Рецензент: А.Ю. Дунин, д-р техн. наук, доц., МАДИ

Информация об авторах

Морозкин Тимофей Викторович, аспирант, МАДИ.
Александров Антон Вячеславович, канд. техн. наук, доц., МАДИ.
Долгов Иван Алексеевич, канд. техн. наук, инженер, МАДИ.
Николаев Сергей Евгеньевич, инженер, МАДИ.
Конюшков Дмитрий Сергеевич, зав. лабораторией, МАДИ.

Information about the authors

Morozkin Timofey V., postgraduate, MADI.
Alexandrov Anton V., Candidate of Sciences (Technical), associate professor, MADI.
Dolgov Ivan A., Candidate of Sciences (Technical), engineer, MADI.
Nikolaev Sergey E., engineer, MADI.
Konyushkov Dmitry S., head of the laboratory, MADI.

*Статья поступила в редакцию 25.03.2025; одобрена после рецензирования 01.09.2025; принята к публикации 19.09.2025.
The article was submitted 25.03.2025; approved after reviewing 01.09.2025; accepted for publication 19.09.2025.*