

ПРОЦЕСС ПУСКА ДИЗЕЛЯ КАК ИСТОЧНИК ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

*И.И. Лобанов, к.т.н., доц. кафедры ЭиЛ
Российский университет транспорта (МИИТ)
С.П. Калугин, к.т.н.*

Предложен метод диагностики дизельных двигателей, позволяющий оценивать качество компрессии (по всем цилиндрам суммарно) без применения специального оборудования. При испытаниях суперконденсаторной системы пуска дизеля с отключенной подачей топлива была обнаружена существенная зависимость энергозатрат на прокрутку коленчатого вала, связанная с дроссельными потерями, от числа открытых индикаторных кранов и температурного состояния дизеля. При равном запасе энергии в суперконденсаторах открытие индикаторных кранов снижает число оборотов, совершенных коленчатым валом, в результате чего могут обнаруживаться разного рода неплотности поршневых колец, впускных и выпускных клапанов и газового стыка. Точность метода может оцениваться минимальной величиной утечки, вызванной открытием половины проходного сечения одного индикаторного крана.

На кафедре «Электропоезда и локомотивы» РУТ (МИИТ) в период с апреля по октябрь 2019 г. были проведены экспериментальные исследования режима пуска тепловозного дизеля. Объектом исследования являлся тепловозный дизель 2-2Д49 (12ЧН26/26). Цель исследований — оценка энергозатрат на пуск дизеля с конденсаторной системой пуска, в частности, оценка минимального количества банок суперконденсаторов, обеспечивающего надежный пуск, и выбор способа получения необходимой энергии — изменением числа банок при заданном напряжении либо изменением напряжения при заданном числе банок [1]. При этом в ходе исследований было обнаружено существенное влияние на энергозатраты пуска положения индикаторных кранов (открыты/закрыты) и температурного состояния дизеля.

Известен такой способ облегчения пуска, как декомпрессия — открытие всех клапанов при пуске для снижения вращающего момента, необходимого при разгоне дизеля до минимально

устойчивой частоты вращения. Однако в ходе экспериментов обнаружилось обратное — затруднение пуска за счет значительного увеличения энергозатрат (приблизительно в 2 раза при открытии индикаторных кранов) по сравнению с прокруткой при всех закрытых кранах. Данное обстоятельство объясняется потерями на дросселирование воздуха в малых проходных сечениях индикаторных кранов, что позволило рассматривать энергозатраты при пуске как диагностический параметр, характеризующий качество компрессии по всем цилиндрам дизеля суммарно.

В настоящее время находит применение компрессионно-вакуумный метод диагностики состояния цилиндра-поршневой группы дизеля для оценки качества компрессии [2–4], однако он требует присоединения к индикаторным кранам специального измерительного оборудования, в связи с чем его применение в условиях эксплуатации затруднительно. Разработка способа, без применения специального оборудования для выявления ухудшения компрессии и указывающего на необходимость более детальной диагностики, представляет практический интерес.

Условия проведения опытов были следующими:

- Батарея конденсаторов имела постоянно подключенными 18 банок по 23,8 Ф.
- Напряжение, до которого заряжалась батарея, во всех опытах поддерживалось равным 60 ± 1 В.
- Перед прокруткой дизеля производилась прокачка масла в штатном режиме (до срабатывания РДМ1, 0,07 МПа).
- Остаточное напряжение на конденсаторах после остановки дизеля составляло порядка 15 В и незначительно отличалось от опыта к опыту.
- Для оценки влияния температурного состояния дизеля на энергозатраты пуска дизель предварительно прогревался с последующим отстоем в течение 1–1,5 ч для выравнивания температур.

Механическая работа, затраченная на пуск, оценивалась по числу оборотов коленчатого вала N , совершенному за время прокрутки. Число

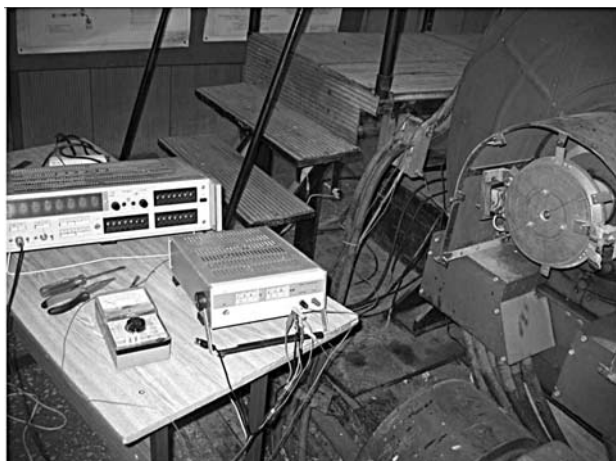


Рис. 1. Оборудование для измерения числа импульсов



Рис. 2. Измерение числа импульсов

оборотов измерялось счетчиком типа Ф5007 при помощи датчика импульсов КВД-6-24. Конструкция датчика обеспечивала получение 6 импульсов за 1 оборот коленчатого вала (рис. 1).

Энергозатраты на прокрутку при закрытых кранах можно описать соотношением:

$$E_{\text{пр_закр}} = \eta_{\text{СТГ_ср}} \cdot \int_0^{t_{\text{п}}} P_{\text{СТГ_закр}} dt = \int_0^{\varphi_{\text{закр}}} M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) d\varphi, \quad (1)$$

где $E_{\text{пр_закр}}$ — энергозатраты на прокрутку при закрытых индикаторных кранах, Дж; $\eta_{\text{СТГ_ср}}$ — среднее значение КПД стартер-генератора в процессе прокрутки; $t_{\text{п}}$ — продолжительность прокрутки, с; $P_{\text{СТГ_закр}}$ — электрическая мощность стартер-генератора, Вт; $\varphi_{\text{закр}}$ — угловое перемещение коленчатого вала за время прокрутки, при закрытых индикаторных кранах, рад ($\varphi_{\text{закр}}/2\pi = N_{\text{закр}}$ — число оборотов, совершенных

коленчатым валом за время прокрутки); $M_{\text{мех}}(\omega)$ — момент механических потерь, Н·м; ω — угловая скорость коленчатого вала, рад/с.

Энергозатраты на прокрутку при открытых кранах описывается соотношением

$$E_{\text{пр_откр}} = \eta_{\text{СТГ_ср}} \cdot \int_0^{t_{\text{п}}} P_{\text{СТГ_откр}} dt = \int_0^{\varphi_{\text{откр}}} (M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) + M_{\text{др}}(\omega(\varphi))) d\varphi, \quad (2)$$

где $\varphi_{\text{откр}}$ — угловое перемещение коленчатого вала за время прокрутки при открытых индикаторных кранах, рад; $M_{\text{др}}$ — момент дроссельных потерь, Н·м.

При условии равенства запаса энергии в суперконденсаторах (обеспечивавшегося в опытах) и среднего КПД стартер-генератора (принятое допущение) получим:

$$\int_0^{\varphi_{\text{закр}}} M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) d\varphi = \int_0^{\varphi_{\text{откр}}} (M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) + M_{\text{др}}(\omega(\varphi))) d\varphi. \quad (3)$$

При этом аналитическое решение уравнения (3) затруднено в связи с характером изменения механических и дроссельных потерь от частоты вращения коленчатого вала и необходимость получения в опытах зависимости частоты вращения коленчатого вала от времени или от угла поворота.

Для механических потерь, включающих в себя привод вспомогательных механизмов дизеля, в [5] приводится формула

$$p_{\text{мех}} = p_{\text{тр}} + p_{\text{всп}} = a \cdot (n_{\text{д}})^m, \quad (4)$$

где $p_{\text{мех}}$ — среднее давление механических потерь; $p_{\text{тр}}$ — среднее давление трения; $p_{\text{всп}}$ — среднее давление на привод вспомогательных механизмов; a — коэффициент, не зависящий от частоты вращения; $n_{\text{д}}$ — частота вращения коленчатого вала, об/мин; $m = 0,7-0,8$ — эмпирический коэффициент.

Поскольку вращающий момент на валу дизеля пропорционален среднему давлению, а мощность дизеля пропорциональна среднему давлению и частоте вращения, выражения для этих величин можно записать в виде:

$$M_{\text{мех}}(n_{\text{д}}) = C_1 \cdot (n_{\text{д}})^a; \quad (5)$$

$$N_{\text{мех}}(n_{\text{д}}) = C_2 \cdot (n_{\text{д}})^{a+1}. \quad (6)$$

Для дизелей типа Д49 Коломенский завод рекомендует формулу

$$N_{\text{мех}}(n_{\text{д}}) = C \cdot (n_{\text{д}})^{1,8}, \quad (7)$$

однако отмечая, что данная формула применима только в диапазоне рабочих частот вращения (от минимально устойчивой до номинальной), а

при частотах вращения значительно ниже минимально устойчивой данная формула некорректна.

Значительно упростить выражение (3) можно лишь при очень грубом допущении о постоянстве моментов механических потерь (сделанном на основании узости интервала пусковых частот вращения), что позволяет вынести их из-под знака интеграла:

$$M_{\text{мех}} \cdot \int_0^{\varphi_{\text{закр}}} d\varphi = (M_{\text{мех}} + M_{\text{др}}) \cdot \int_0^{\varphi_{\text{откр}}} d\varphi. \quad (8)$$

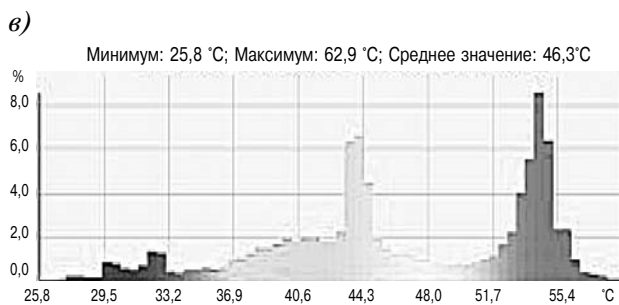
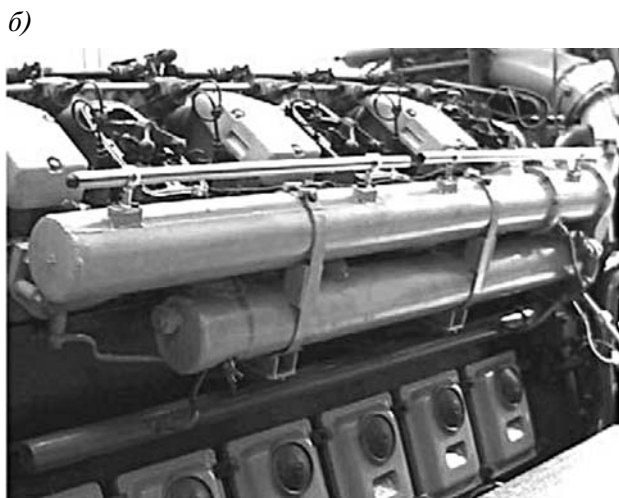
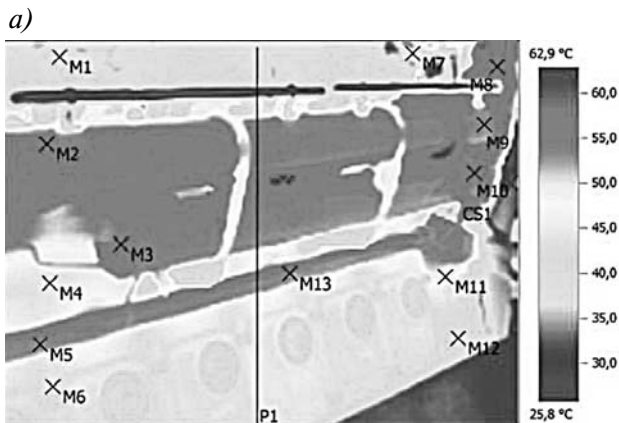


Рис. 3. Измерение температуры по термограмме:
 а — термограмма; б — изображение в видимом свете; в — гистограмма температур

Влияние изменения температуры и количества открытых индикаторных кранов на число оборотов коленчатого вала дизеля

№ опыта		Количество открытых индикаторных кранов z			
		0	1	6	12
1	t, °C	20	24	23	20
	N, об	20,67	19,5	12,0	9,67
2	t, °C	23	25	38	47
	N, об	19,83	19,5	14,5	12,67
3	t, °C	24	42	—	—
	N, об	22,5	31,83	—	—
4	t, °C	25	42,5	—	—
	N, об	21,67	31,17	—	—
5	t, °C	41	—	—	—
	N, об	32,67	—	—	—

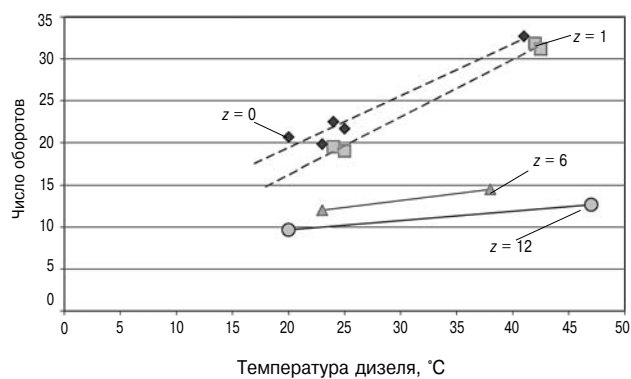


Рис. 4. Зависимость числа оборотов коленчатого вала при прокрутке от температуры дизеля при различном числе открытых индикаторных кранов
 (z = 0 — все краны закрыты)

Элементарные преобразования позволяют получить выражение для оценки дроссельных потерь:

$$\frac{M_{\text{др}}}{M_{\text{мех}}} = \frac{N_{\text{закр}}}{N_{\text{откр}}} - 1. \quad (9)$$

Измерения температуры дизеля проводились при помощи пирометра «Кельвин ЛЦМ» с погрешностью ±1 °C и тепловизора Testo 875i с погрешностью ±2 °C (рис. 3). Разница температур в разных точках дизеля после отстоя составляла 2–3 °C. За температуру дизеля принималась средняя температура остова и цилиндровых крышек.

Результаты измерений сведены в таблицу.

Открытие одного индикаторного крана при температуре дизеля 24 С согласно формуле (9) увеличивает сопротивление вращению на (22,5/19,5) – 1 = 0,15, или 15 %.

По табличным данным построены графики (рис. 4) в виде семейства линейных зависимостей (при наличии более чем двух опытных точек) Аппроксимация выполнена с использованием метода наименьших квадратов.

Выводы

1. При вращении прогретого дизеля без подачи топлива с заданным подводом энергии суммарные дроссельные потери (при открытии всех индикаторных кранов) в несколько раз больше механических потерь. При достаточно низких температурах (главным образом, вследствие повышения вязкости масла) механические потери возрастают настолько, что становятся сопоставимы с дроссельными потерями. По этой причине, с ростом температуры влияние дроссельных потерь на угол поворота коленчатого вала растет. При $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ разница составляет приблизительно $20/10 = 2$ раза, а при $t = 45\text{ }^\circ\text{C}$ уже $32,67/12,67 = 2,6$. Таким образом, диагностирование компрессии по энергозатратам следует проводить на предварительно прогретом дизеле.

2. Нелинейная зависимость угла поворота КВ от числа открытых кранов (т. е. от величины дроссельных потерь) объясняется, тем что величина потерь пропорциональна квадрату скорости истечения воздуха из открытых кранов.

3. Открытие кранов не облегчает, а наоборот, затрудняет пуск дизеля. Однако можно предложить один прием, позволяющий облегчить пуск. Прием заключается в открытии одного индикаторного крана, в цилиндре, поршень которого движется в направлении ВМТ. После начала движения коленчатого вала кран необходимо закрыть. В этом случае в момент трогания коленчатого вала с места скорость поршня (и скорость перетекания газов) еще мала и дроссельные потери малы, а сопротивление сжатию (компрессия) будет преодолеваться уже в следующем цилиндре с разгона.

4. Теоретическое вычисление дроссельных потерь в индикаторных кранах можно считать нецелесообразным. Помимо того, что каналы кранов имеют сложную форму и вычисление коэффициента расхода для них весьма трудоемко, сами каналы имеют различную геометрию, как по причине технологических разбросов, так и по причине нагарообразования в эксплуатации. Для точного определения дроссельных потерь планируется установка на краны колпачков с калиброванными отверстиями.

5. Зависимость энергозатрат и дроссельных потерь от частоты вращения коленчатого вала дизеля имеет сложный характер. При очень малой частоте вращения (например, при ручном провороте коленчатого вала) воздух успевает перетекать через каналы даже малого сечения, не создавая существенного перепада давления ($p \approx 0$) и поэтому практически не расходуя энергию. При высокой частоте вращения через каналы достаточно малого сечения не успевает перетекать существенный объем воздуха ($\Delta V \approx 0$), а поскольку

работа газа $A = p \cdot \Delta V$, расход энергии в этом случае также будет незначительным. Данное обстоятельство говорит о существовании оптимальных параметров диагностического режима, лежащих ниже минимально устойчивой частоты вращения (предположительно, в диапазоне 30–100 об/мин).

6. Связь угла поворота коленчатого вала с величиной механических потерь нелинейна и определяется законом изменения частоты вращения на протяжении прокрутки. В опытах частота вращения является функцией времени, однако для вычисления работы момента сопротивления удобнее использовать зависимость частоты вращения от угла поворота.

7. Чувствительность метода оценки качества компрессии по энергозатратам (как диагностического параметра) обусловлена уверенным обнаружением наличия утечек, что соответствует утечкам через половину проходного сечения одного открытого индикаторного крана. Поскольку диаметр канала в кране составляет 6 мм, а проходное сечение $3,14 \cdot 6^2 / 4 = 28\text{ мм}^2$, одиночную неплотность 14 мм^2 (или такую же суммарную величину распределенных по цилиндрам неплотностей) можно принимать за предел чувствительности метода. Поскольку максимально допустимые нормативной документацией размеры дефектов составляют единицы кв. мм на цилиндр (риски на зеркале цилиндрических втулок шириной до 1,5 мм и глубиной до 0,5 мм для дизелей Д49) [6, 7], чувствительность предлагаемого метода может удовлетворять практическим требованиям.

8. Предлагаемый способ диагностики легко реализуется на дизелях с пневматическим пуском (постановкой расходомера пускового воздуха), энергозатраты в этом случае легко вычисляются по давлению пускового воздуха в начале пуска, в конце пуска и расходу воздуха на достижение определенной частоты вращения.

9. Предлагаемый способ диагностики может представлять интерес не только для эксплуатирующих организаций, но также для дизелестроительных и ремонтных заводов при контроле качества сборки дизелей, обкатке, а также стендовых и приемочных испытаниях.

Литература

1. Калугин С.П., Лобанов И.И. Ионисторные накопители энергии в системах тягового подвижного состава // Локомотив. 2018. № 12 (744). С. 35–38.
2. Четвет В.А., Иванов Н.Т., Четвет Ю.В. Способ диагностирования цилиндрико-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания // Патент РФ № 2 184 360 С1. 2002. Бюл. № 18.

3. *Чечет В.А.* Пневматические методы диагностики цилиндропоршневой группы ДВС // Автомобиль и сервис. 2002. № 5. С. 21–23.

4. *Бойков А.Ю.* Повышение информативности компрессионно-вакуумного метода диагностирования цилиндропоршневых групп автотракторных ДВС: дис. ... канд. техн. наук. М., 2008. 225 с.

5. Локомотивные энергетические установки: Учеб.

для вузов ж.-д. трансп./ А.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич и др.; под ред. А.И. Володиной. М. : ИПК «Желдориздат», 2002. С. 516.

6. Правила технического обслуживания и текущего ремонта тепловозов ТЭМ2, ТЭМ2А, ТЭМ2У, ТЭМ2УМ № ЦТ-519 от 3 ноября 1997.

7. Правила технического обслуживания и текущего ремонта тепловозов 2ТЭ116 № ЦТ-468 от 24 июня 1997.