

КОНТРОЛЬ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХОПОДАЧИ СОВРЕМЕННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев, В. Е. Уланов, Ж. С. Рахимов, А. И. Емельянова

Электронные системы автотракторных средств находятся на первом месте по отказам, в том числе датчики массового расхода воздуха (ДМРВ) среди таких компонентов. Анализ причин отказа ДМРВ показал на наличие множества эксплуатационных факторов, способствующих снижению его ресурса. Одними из ключевых являются разнообразные условия его работы: диапазон рабочих температур составляет от -45 до 125 °С, температура потока воздуха от -40 до 110 °С, рабочее давление составляет $80 \dots 108$ кПа, высокая запыленность и загрязнение ДМРВ частицами пыли, топлива и масла. Краткий анализ конструкций ДМРВ показал на значительное число их типов. Однако большая инерционность, низкая точность и достоверность контроля расхода воздуха, низкая эксплуатационная надежность явились причиной отказа от несовершенных конструкций. Анализ показал, что основой современной системы впуска являются датчики на основе пленочных технологий, заменившие все остальные типы. Проведенный анализ современных средств и методов контроля технического состояния ДМРВ показал на отсутствие методов их безразборного контроля в эксплуатационных условиях. В качестве перспективного метода предложен метод тестового диагностирования ДМРВ путем формирования нагрузки при полном и поцикловом отключении импульсов топливоподачи и зажигания ДВС. Основой метода является использование приборного средства ДБД-4 для формирования тестовых режимов. В результате экспериментальных исследований при формировании тестовых воздействий разработаны режимы контроля ДМРВ, состоящие в полном отключении нескольких цилиндров (в зависимости от числа цилиндров ДВС) и нагружении одного или группы оставшихся в работе цилиндров мощностью механических потерь отключенных цилиндров. Контролируемыми параметрами выбраны следующие: массовый расход воздуха, напряжение с контрольного вывода ДМРВ, частота вращения коленчатого вала ДВС, часовой расход топлива при варьировании положения дроссельной заслонки от 0 до 100%. Эксперимент показал, что максимальная разность величин расхода воздуха для четвертого и третьего цилиндров составляет: $\Delta Q_{4,3} = Q_4 - Q_3 = 361 - 315 = 46$ кг/ч. В процентном отношении эта величина достигает значения 12,7%. Максимальная разность величин напряжения возникает между результатами контроля четвертого и первого цилиндров $\Delta U_{4,1} = U_4 - U_1 = 4,37 - 4,19 = 0,28$ В. В процентном отношении эта величина достигает значения 11,8%. Максимальная разность частот вращения коленчатого вала ДВС возникает между результатами контроля четвертого и первого цилиндров $\Delta n_{4,1} = n_4 - n_1 = 4230 - 3930 = 300$ мин⁻¹. В процентном отношении эта величина достигает значения 7%. Максимальная разность часовых расходов топлива возникает между результатами контроля четвертого и первого цилиндров $\Delta V_{4,1} = V_4 - V_1 = 33,5 - 31,3 = 2,2$ л/ч. В процентном отношении эта величина достигает значения 6,5%. Применение прибора ДБД-4 и тестовых методик диагностирования ДМРВ позволяет с высокой точностью производить контроль системы впуска и других систем.

Ключевые слова: двигатель, подача воздуха, датчики контроля, отключение, контроль, износ, расход топлива.

В современном двигателе- и автостроении активно внедряются разнообразные новшества [1, 2, 3]. Среди данных разработок доминируют электронные системы и компоненты, а также новые методы контроля [4, 5, 6]. На всех современных автомобилях и тракторах, выпускаемых заводами-изготовителями без ис-

ключения устанавливаются датчики контроля массового расхода воздуха (ДМРВ) [7, 8, 9]. Современные конструкции ДМРВ в непрерывном режиме контролируют поток воздуха в ДВС с учетом его температуры, давления и обратных колебаний [10, 11, 12]. Чем точнее ведется контроль расхода воздуха, тем эффективнее

поддерживаются режимы ДВС при минимальном расходе топлива [13, 14, 15]. Причем в настоящее время очень важна скорость и дискретность процесса контроля количества воздуха [16, 17]. Для чего в эту область знаний были направлены лучшие разработки в области цифровой электроники [18, 19]. Но несмотря на существенное улучшение современных ДМРВ, по данным ряда работ, данный элемент микропроцессорной системы управления занимает одно из первых мест по численности неисправностей [20, 21]. Среди отказов, распознаваемых системой самодиагностики автотракторных средств, следует выделить: обрывы проводов ДМРВ и повреждение разъемов, плохой контакт, пониженный или повышенный уровень сигнала, замыкание провода на массу или плюсовой провод [22, 23, 24]. Однако искажение выходных данных с ДМРВ, изменение сигнала в отдельных точках, существенные вариации сигналов система самодиагностики не распознает [25, 26, 27]. Причиной неоднозначности оценки технического состояния ДМРВ является отсутствие специально предусмотренных действий, называемых тестовыми воздействиями, для распознавания правильности работы ДМРВ и оценки его реального технического состояния [28, 29, 40]. Таким образом, возникает необходимость разработки тестовых воздействий для распознавания скрытых отказов ДМРВ, не регистрируемых штатной системой самодиагностики [5, 6, 7].

Постановка задачи

С учетом сказанного **целью работы** является разработка нового тестового способа контроля ДМРВ на работающем ДВС для регистрации скрытых отказов. Были сформулированы основные задачи исследования: 1. Провести анализ причин отказа ДМРВ и работ в этой области, направленных на повышение их работоспособности. 2. Провести краткий анализ конструкций ДМРВ, сформулировать требования к современному контролю технического состояния ДМРВ. 3. Разработать новый метод тестового диагностирования ДМРВ на работающем автотракторном средстве. 4. Провести экспериментальную проверку использования нового метода диагностирования ДМРВ, представить расчет экономической эффективности метода.

Научная значимость вопроса с кратким обзором литературы. Анализ причин отказа

ДМРВ и работ в этой области, направленных на повышение работоспособности.

ДМРВ располагается во впускном патрубке сразу за воздушным фильтром [9, 10, 11]. В ряде литературных источников указывается на работу ДМРВ в нейтральных условиях при минимальном воздействии разрушающих факторов [5, 6]. Рассмотрим реальные условия работы ДМРВ. В начальной фазе запуска ДВС и прогреве температура поступающего воздуха фактически равна атмосферной [21, 22]. Когда же ДВС работает на номинальном режиме или режиме максимального крутящего момента, то температура в зоне ДМРВ отличается от температуры атмосферного воздуха [18, 19]. Особенно заметно температура повышается при работе ДМРВ на двигателях с турбонаддувом [20]. Однако по техническим требованиям диапазон рабочих температур находится на уровне от -45 до 125 °С, а температура потока от -40 до 110 °С [5, 6]. При таких рабочих температурах ускоряется износ и старение элементов ДМРВ. Кроме того, регламентируется рабочее давление, которое составляет 80...108 кПа. Но помимо воздействия высоких температур и давлений, обратными потоками приносит молекулы топлива и масла, которые оседают на элементах ДМРВ, магистралях, патрубках и заслонках [15, 16]. Оседающие частички на элементах системы впуска в течение длительного времени создают дополнительное сопротивление движению воздуха и уменьшают рабочие сечения элементов [21, 22]. Постоянное же во времени воздействие частиц масла и топлива на измерительные элементы ДМРВ приводит к нарушению правильности его работы и адекватности измерения количества воздуха [23, 24]. Еще одним не менее важным фактором, влияющим на выходные параметры ДМРВ, являются вибрации, передающиеся от элементов ДВС [25, 26]. Так, например, провода ДМРВ проверяются усилием 50 Н на растяжение. Диапазоны рабочих вибраций не должны оказывать влияние на выходные показатели ДМРВ в течение 3000–5000 часов его работы (в зависимости от типа ДМРВ).

Краткий анализ типов ДМРВ

Одними из наиболее ранних ДМРВ являются расходомеры флюгерного типа с чувствительной заслонкой в воздушном потоке. Однако из-за своей значительной инерционно-



сти и низкой чувствительности в современных системах автотракторных средств не применяются. Также известна конструкция вихревого ДМРВ, или также называемого измерителем Кармана. В элементной базе данного ДМРВ используется ультразвуковой принцип детекции сигнала. Анализ показывает, что данные конструкции датчиков исчезли из систем впуска современных автотракторных средств, но достаточно широко применяются в промышленности.

Наиболее распространенной конструкцией ДМРВ последние 10 лет считался термометрический или нитевой датчик массового расхода воздуха. Однако его стоимость и способность к самоочистке вызывали сомнения, что привело к его замене более современными технологиями.

Современное производство в области изготовления ДМРВ перешло на пленочные технологии. Пример такого ДМРВ представлен на рисунке 1.

Пленки и мембраны данного типа ДМРВ очень чувствительны к попаданию на них загрязняющих веществ. Однако как более технологичные в изготовлении заменили все другие

возможные варианты ДМРВ. Таким образом, основной акцент следует делать на контроль этого типа ДМРВ.

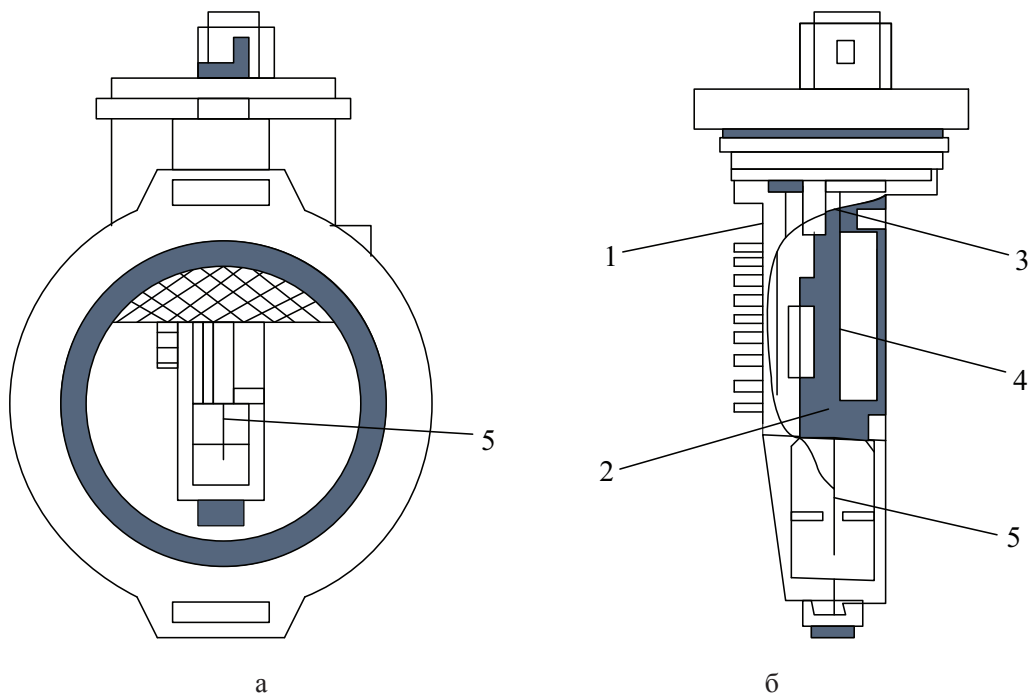
Анализ средств и методов контроля ДМРВ

В начальной части анализа следует указать на то, что современные ДМРВ относятся к числу неремонтируемых и невосстанавливаемых электронных устройств. В технических рекомендациях указывается метод контроля ДМРВ при помощи регулируемого блока питания и контрольного вольтметра (возможен также контроль сопротивления выводов) (рис. 2).

Однако данный метод, показанный на рисунке 2, не позволяет выявить отклонение ДМРВ от правильности работы.

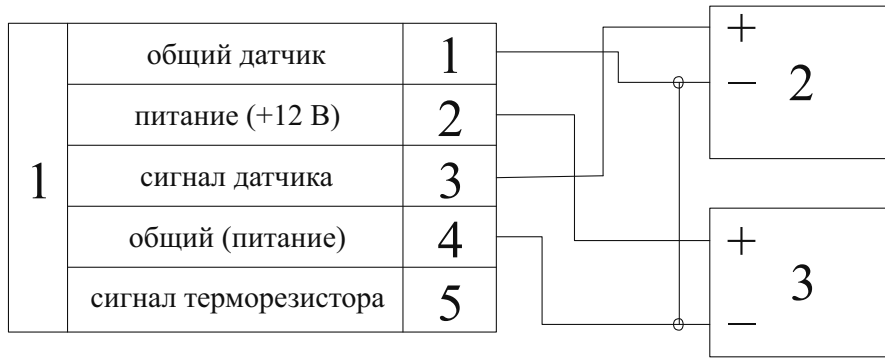
В литературе известен также метод контроля ДМРВ при сравнении его параметров с эталонными (рис. 3).

При использовании данного метода возникает необходимость снимать контролируемый ДМРВ с автотракторного средства. Режимы, которые задаются на устройстве, не соответствуют эксплуатационным. Метод очень трудоемок и малоэффективен.



1 – радиатор охлаждения; 2 – разделитель; 3 – базовый задающий блок;
4 – согласующий элемент; 5 – контрольная плата

Рис. 1. Пример пленочного типа ДМРВ: а – база ДМРВ; б – чувствительный элемент ДМРВ



1 – контролируемый ДМРВ; 2 – измерительный вольтметр; 3 – регулируемый блок питания

Рис. 2. Метод контроля ДМРВ при помощи регулируемого блока питания и контрольного вольтметра

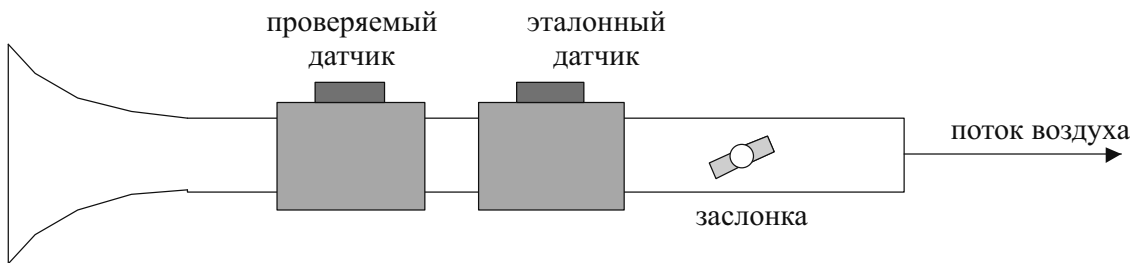


Рис. 3. Метод контроля ДМРВ при сравнении его параметров с эталонными

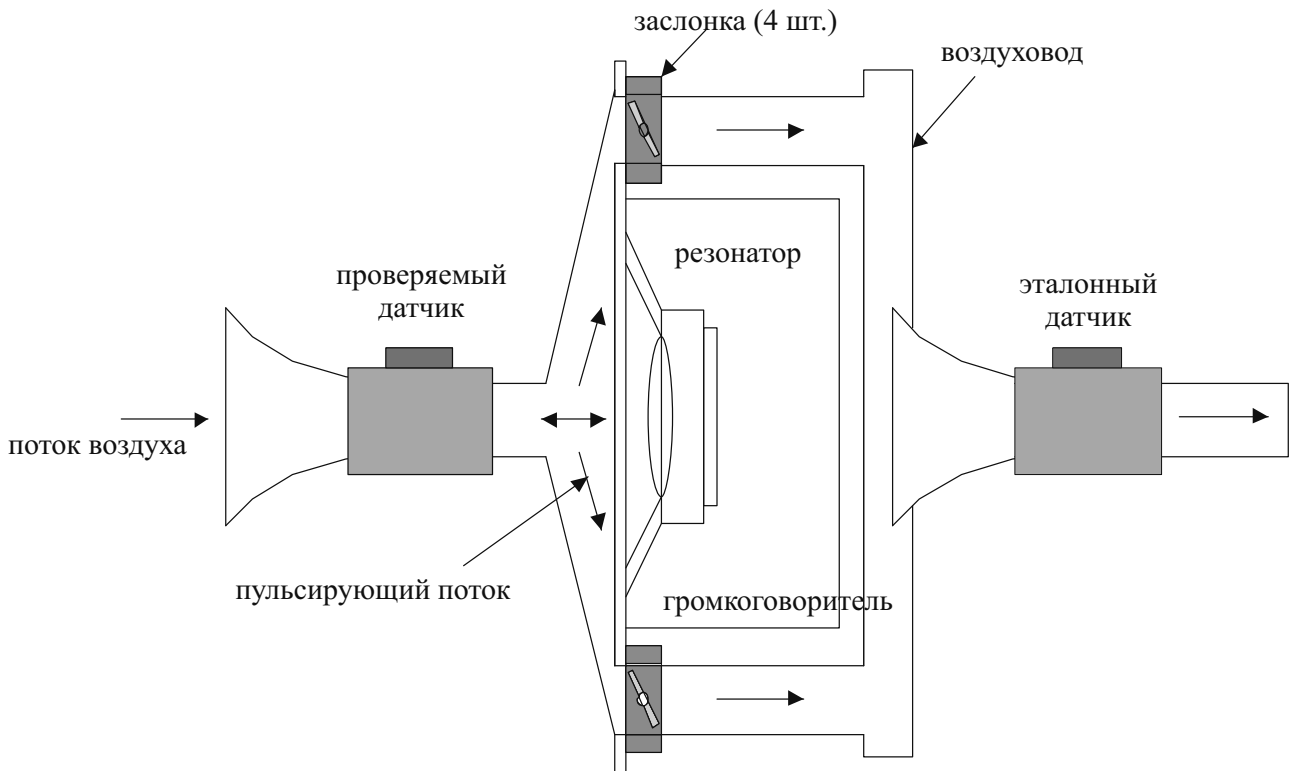


Рис. 4. Метод контроля ДМРВ с учетом влияния прямого и обратного воздушного потока



В заводских лабораториях и на рядовых предприятиях предлагается метод контроля ДМРВ с учетом влияния прямого и обратного воздушного потока (рис. 4).

Данный метод имеет в основном те же недостатки, что и предыдущий, кроме того, к ним добавляется еще большая трудоемкость и сложность.

Для контроля технического состояния ДМРВ используется широкий перечень диагностических сканеров, тестеров, мотор-тестеров, цифровых осциллографов [5, 6, 30]. Однако контроль носит местный характер, направленный на конкретный разъем или вывод [30, 31, 32]. Как показывает практика, диагностирования ДМРВ с высокой достоверностью различимы только следующие отказы ДМРВ: обрыв цепей, замыкание на плюс или массу. Отклонение правильности работы ДМРВ никак не регистрируется.

Таким образом, возникает необходимость разработки метода диагностирования без снятия ДМРВ с автотракторного средства с учетом реальных условий его работы. Таким методом является предлагаемый метод тестового контроля ДМРВ при формировании нагрузочных воздействий и фиксации отклика выходных параметров ДМРВ на проведенные тесты.

Теоретические исследования

Рассмотрим теоретические аспекты применения метода тестового диагностирования и его особенности при использовании на современных автомобильных средствах. Так система впуска выглядит, как показано на рисунке 5.

Поступающий в цилиндры ДВС воздух последовательно проходит через ряд элементов, которые представлены на рисунке 5. Сопротив-

лением некоторых элементов можно пренебречь (циклон, ДМРВ, регулятор холостого хода, резонатор, глушитель). Однако такие элементы, как фильтр, заслонка, впускные и выпускные клапана, ЦПГ и каталитический нейтрализатор, могут создавать существенные сопротивления потоку воздуха. Тем более, что техническое состояние всех перечисленных элементов существенно изменяется при эксплуатации.

В нашем случае акцент рассмотрения процесса диагностирования ставится на контроль технического состояния ДМРВ и ЦПГ. При реализации тестовых воздействий в работе будет оставлен всего лишь один из четырех цилиндров. Единственный цилиндр при отключении других цилиндров нагружен мощностью механических потерь других цилиндров. Уже на этой стадии отключения цилиндров можно записать несколько соотношений:

$$K_1 = \frac{O_1}{O_2}; \quad (1)$$

$$K_2 = \frac{U_1}{U_2}; \quad (2)$$

$$K_3 = \frac{n_1}{n_2}; \quad (3)$$

$$K_4 = \frac{V_1}{V_2}; \quad (4)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий соотношение количества воздуха, поступающего на впуске при работе всех четырех цилиндров O_1 , кг/ч,

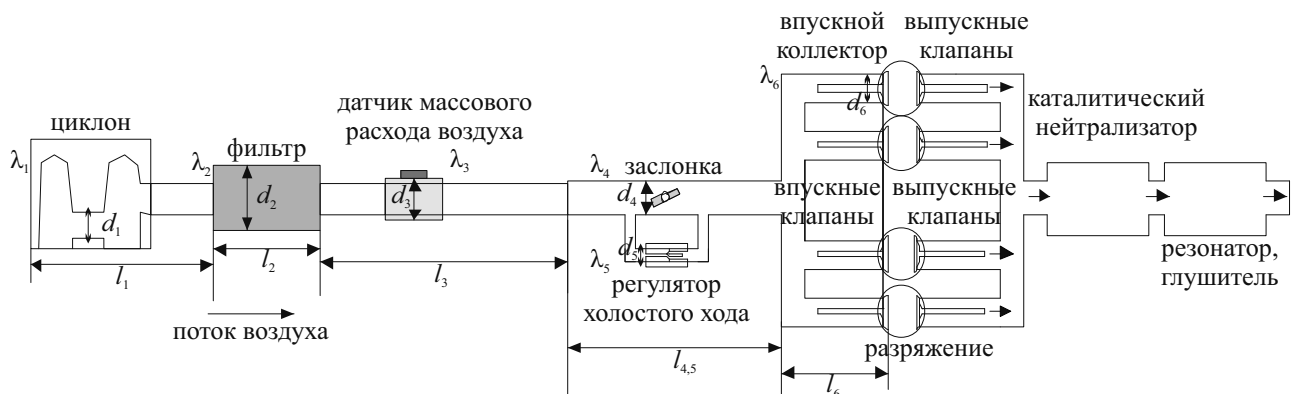


Рис. 5. Элементы системы впуска в последовательности процесса подачи воздуха

к количеству воздуха при работе одного цилиндра Q_2 , кг/ч;

K_2 – коэффициент, учитывающий соотношение величины напряжения на контрольном выводе ДМРВ при работе всех четырех цилиндров U_1 , В, к величине напряжения на контрольном выводе ДМРВ при функционировании одного цилиндра U_2 , В;

K_3 – коэффициент, физический смысл которого оценивать отношение частоты вращения коленчатого вала ДВС при работе всех четырех цилиндров n_1 , мин⁻¹ к частоте вращения коленчатого вала ДВС при работе одного цилиндра n_2 , мин⁻¹;

K_4 – коэффициент, учитывающий соотношение величины часового расхода топлива при работе всех четырех цилиндров V_1 , кг/ч, к величине часового расхода топлива при работе одного цилиндра V_2 , кг/ч.

Теоретические исследования показывают, что коэффициенты K_1 , K_2 , K_3 и K_4 для эталонного состояния ДВС лежат в пределах: $K_1 < 1$; $K_2 < 1$; $K_3 < 1$; $K_4 < 1$. Однако значения всех четырех коэффициентов приближены к единице и отличаются на 5–15% в зависимости от параметров ДВС. При изменении технического состояния систем ДВС и в частности ДМРВ и ЦПГ все коэффициенты резко стремятся к нулю: $K_1 \rightarrow 0$; $K_2 \rightarrow 0$; $K_3 \rightarrow 0$; $K_4 \rightarrow 0$. Электронный блок управления ДВС стремится

компенсировать ухудшение технического состояния путем коррекции и поддержания работоспособного состояния, переходя в том числе в аварийный режим (аварийный алгоритм работы ДВС). При предельных состояниях систем и отказах наступает момент, когда ДВС не может функционировать на одном цилиндре.

Рассмотрим изменение величины напряжения на контрольном выводе ДМРВ от величины расхода воздуха (рис. 6).

Из рисунка 6 видно, что предельные отклонения от эталонного напряжения на контрольном выводе ДМРВ лежат в небольших пределах, которые составляют в некоторых точках 5–10%. При контроле технического состояния на тестовых режимах необходимо улавливать с высокой чувствительностью данное отклонение.

В рядовой практике постепенно и внезапно возникают различные отказы, которые влияют на количество поступающего воздуха в цилиндры ДВС [5, 6, 7]. Для определения общего и циклового расхода воздуха необходимо рассмотреть составляющие потери напора воздуха на входе в цилиндры. Для этого рассмотрим баланс составляющих [6, 7]:

$$\frac{P_K}{\rho_K} + \frac{W_K^2}{2} + gZ_K = \frac{P_a}{\rho_a} + \beta^2 \frac{W_{ВП}^2}{2} + \xi_{ВП} \frac{W_{ВП}^2}{2} + gZ_a, \quad (5)$$

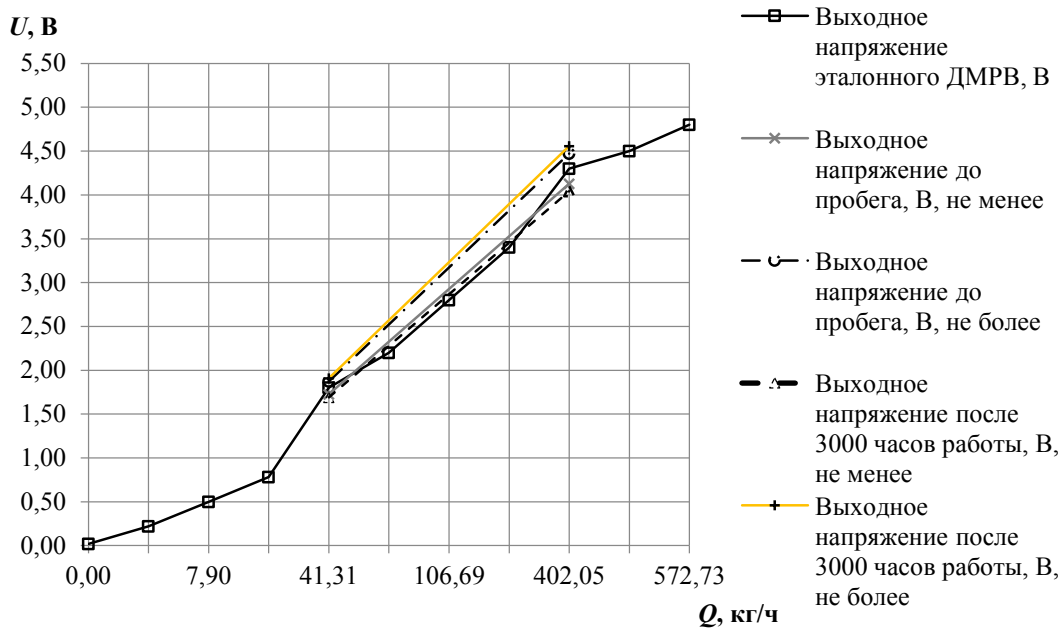


Рис. 6. Взаимосвязь величины напряжения на контрольном выводе ДМРВ U , В от значения параметра массового расхода воздуха Q , кг/ч



где P_K, P_a – давление впускаемого воздуха и давление внутри цилиндра ДВС, МПа;

ρ_K, ρ_a – плотность впускаемого воздуха и плотность воздуха внутри цилиндра, кг/м³;

$W_K, W_{ВП}$ – скорость впускаемого воздуха и скорость воздуха на входе в цилиндр через впускной клапан, м/с;

Z_K, Z_a – расчетная геометрическая высота, отсчитываемая от оси впускного патрубка и оси окна клапана газораспределительного механизма, м;

β – коэффициент, учитывающий демпфирование потока воздуха и снижение скорости потока воздуха в расчетном объеме, $\beta = W_{ц}/W_{ВП}$ ($W_{ц}$ – скорость потока впускаемого воздуха в заданном месте рабочего цилиндра);

$\xi_{ВП}$ – коэффициент, учитывающий суммарное сопротивление впускного тракта.

Упрощая решение уравнения (5) условием $W_K = 0$, приравняв между собой геометрические высоты $Z_K = Z_a$, также принимая допущение, что плотность поступающего воздуха и топливной смеси не изменяются ($\rho_K = \rho_a$), получим:

$$\frac{P_K}{\rho_K} = \frac{P_a}{\rho_a} + (\beta^2 + \xi_{ВП}) \frac{W_{ВП}^2}{2}. \quad (6)$$

Произведя преобразование уравнения (6) и выражая из него потери напора в виде разности $\Delta P_a = P_K - P_a$ на рассматриваемом участке, получим:

$$\Delta P_a = P_K - P_a = (\beta^2 + \xi_{ВП}) \frac{W_{ВП}^2}{2} \rho_K. \quad (7)$$

Представим уравнение неразрывности потока ТВС с учетом минимальных величин входных сечений на впуске и внутри цилиндра двигателя:

$$W_{ВП} f_{ВП} = C_{Пmax} F_{П}, \quad (8)$$

где $f_{ВП}$ – окружная площадь входного сечения впускного клапана, м²;

$C_{Пmax}$ – наибольшая скорость движения поршня, м/с;

$F_{П}$ – общая площадь окружной поверхности поршня, м².

Скорость движения поршня рассчитаем по уравнению:

$$C_{Пmax} = R \cdot \omega \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}, \quad (9)$$

где R – радиус кривошипа, м;

ω – угловая частота вращения коленчатого вала двигателя, определяемая как $\omega = 2\pi n$ (n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹);

λ – расчетное отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L , $\lambda = R/L$.

Объединяя выражения (8) и (9) и выражая $W_{ВП}$, получим:

$$W_{ВП} = C_{Пmax} \frac{F_{П}}{f_{ВП}} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n \cdot \sqrt{1 + \lambda^2} \frac{\pi \cdot D^2}{4} \frac{1}{f_{ВП}} = A_1 \frac{n}{f_{ВП}}. \quad (10)$$

Далее используя величину $W_{ВП}$ и подставляя ее в уравнение (7), имеем:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{ВП}) \rho_K A_1^2 \frac{n^2}{2 f_{ВП}^2} = A_2 \frac{n^2}{f_{ВП}^2}. \quad (11)$$

Данные моделей (9, 10, 11) можно использовать для определения реального количества воздуха, перепада давления воздуха, поступающего в цилиндры ДВС, скорости воздуха в сечении клапана.

Методика экспериментальных исследований

Все экспериментальные исследования проводились на стенде с возможностью обеспечения режимов нагружения приборными методами и электродвигателем в его конструкции (рис. 7).

На выходные параметры ДМРВ значительное влияние может оказывать цилиндропоршневая группа (ЦПГ). Поэтому при подготовке стенда специально были подготовлены отдельные цилиндры двигателя ЗМЗ-4062. Для оценки технического состояния цилиндров использовался метод опрессовки давлением (прибор пневмотестер К-69М). Результаты контроля ЦПГ были сведены в таблицу 1.



Рис. 7. Стенд с возможностью обеспечения режимов нагружения приборными методами и электродвигателем в его конструкции



Рис. 10. Подсоединение электронного прибора ДБД-4 при помощи LAN-кабеля к персональному компьютеру Acer ASPIRE A715-71G-56BD и загрузка программы Mikas 5.1 на персональном компьютере



Рис. 8. Прибор для формирования нагрузки на ДВС ДБД-4



Рис. 9. Подсоединение электронного прибора ДБД-4 через штатный разъем электронного блока управления

Таблица 1 – Результаты контроля ЦПГ при использовании метода опрессовки давлением (прибор пневмотестер К-69М)

Выходные показатели контроля	Номер проверяемого цилиндра			
	1	2	3	4
U_2 (утечка в конце такта сжатия)	32%	22%	29%	14%
U_2 при предельном состоянии ДВС	28%			
$U_2 - U_1$ (разность утечек)	8%	4%	9%	3%
$U_2 - U_1$ при предельном состоянии ДВС	20%			
U_1 (утечка в начале такта сжатия)	24%	18%	20%	11%
U_1 при предельном состоянии ДВС	14%			



Из таблицы 1 данных видно, что предельное значение утечки в конце такта сжатия U_2 наблюдается в 1-м и 3-м цилиндрах ДВС. Анализ же утечки в начале такта сжатия U_1 показывает на предельное значение этого параметра в 1-м, 2-м, 3-м цилиндрах ДВС. Кроме того, из таблицы 1 следует, что параметр $U_2 - U_1$ (разность утечек) нигде из цилиндров не превышает предельного значения.

Для формирования нагрузки на ДВС использовался электронный прибор ДБД-4 (рис. 8).

Данный электронный прибор ДБД-4 использовался в качестве основного средства при формировании тестовых воздействий в процессе проведения экспериментальных исследований. ДБД-4 изготовлен на основе реального электронного блока автомобиля и подсоединяется к нему через его штатный разъем, как показано на рисунке 9.

Электронный прибор ДБД-4 при помощи LAN-кабеля подсоединялся к персональному компьютеру Acer ASPIRE A715-71G-56BD, как показано на рисунке 10.

После подсоединения электронного прибора ДБД-4 при помощи LAN-кабеля к персональному компьютеру Acer ASPIRE A715-71G-56BD производится загрузка программы Mikas 5.1 на персональном компьютере (рис. 10). Интерфейс данной программы показан на рисунке 8.

При проведении исследований основой формирования нагрузки являлся электронный прибор ДБД-4, который применялся в качестве нагрузочного средства для ДВС. При использовании данного прибора обеспечивалось нагружение путем последовательного отключения импульсов зажигания и топливоподачи рабочих цилиндров. В итоге в работе оставался один рабочий цилиндр, нагруженный механическими потерями отключенных других цилиндров [5, 6, 7]. Кроме того, при данной схеме нагружения последовательно с дискретностью 5% открывалась дроссельная заслонка. При данных режимах осуществлялся контроль выходных параметров: величины напряжения с контрольного вывода ДМРВ U , В; массового расхода воздуха Q , кг/ч; часового расхода топлива V , л/ч при медленном открытии дросселя ДВС; частоты вращения коленчатого вала ДВС n , мин⁻¹.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

Результаты экспериментальной работы были выполнены строго по плану и занесены

в таблицы данных. После чего данные были изучены на предмет чрезмерных выбросов отдельных показаний и несоответствий. Данные точки в плане эксперимента дополнительно проверялись путем проведения повторного эксперимента. После уточнения выходных данных были построены зависимости массового расхода воздуха Q , кг/ч от степени открытия дроссельной заслонки R , % (рис. 11).

Анализ данных на рисунке 11 показывает, что динамика роста параметра массового расхода воздуха при работе второго и четвертого цилиндров несколько отличается от первого и третьего. Так, максимальное значение величины массового расхода воздуха наблюдается в четвертом цилиндре и составляет 361 кг/ч. Несколько меньшее значение величины Q наблюдается при работе второго цилиндра – 355 кг/ч, тогда как максимальные величины Q для первого и третьего цилиндров существенно ниже и составляют 321 и 315 кг/ч соответственно. Максимальная разность величин расхода воздуха для четвертого и третьего цилиндров составляет: $\Delta Q_{4,3} = Q_4 - Q_3 = 361 - 315 = 46$ кг/ч. В процентном отношении эта величина достигает значения 12,7%. Из таблицы 1 видно, что наименьший износ ЦПГ выявлен у четвертого цилиндра и составил 14%. Как раз для данного цилиндра наблюдается наибольшая величина массового расхода воздуха – 361 кг/ч. Износ второго цилиндра несколько больше четвертого (составляет 22%), этим объясняется чуть меньшее значение массового расхода воздуха – 355 кг/ч. Износы первого и третьего цилиндров составляют 32 и 29%, для этих значений износа максимальная величина массового расхода воздуха составила 321 и 315 кг/ч.

Одновременно с фиксацией величины массового расхода воздуха контролировался еще один очень важный диагностический параметр – величина напряжения с контрольного вывода ДМРВ (рис. 12).

Анализ данных на рисунке 12 подтверждает заключение, сформулированные по рисунку 11, так как величина напряжения с контрольного вывода ДМРВ U , В изменяется пропорционально величине массового расхода воздуха Q , кг/ч. Так, например, в наиболее герметичных цилиндрах 4 и 2 фиксируются соответственно большие значения напряжения – 4,37 и 4,27 В. В то время как в предельно изношенных цилиндрах в первом и третьем наблюдаются следующие результаты – 4,19 и 4,20 В.

Максимальная разность величин напряжения возникает между результатами контроля четвертого и первого цилиндров $\Delta U_{4,1} = U_4 - U_1 = 4,37 - 4,19 = 0,28$ В. В процентном отношении эта величина достигает значения 6,4%. Однако если учитывать, что рабочая характеристика ДВС начинается примерно с величины 2 В на холостом ходу ДВС, то в этом случае процентная величина составляет 11,8%, что является достаточно близким результатом с параметром «массовый расход воздуха».

Значительную ценность для оценки технического состояния системы впуска и ДМРВ представляет изменение динамики частоты вращения коленчатого вала ДВС при тестовом диагностировании. В результате экспериментов и обработки данных получен рисунок 13.

Анализ данных на рисунке 13 показывает, что наиболее герметичный цилиндр, которым является четвертый, развивает наибольшую

максимальную частоту вращения коленчатого вала ДВС, которая составляет 4230 мин^{-1} при полном открытии дросселя. Далее по степени износа следует второй цилиндр с утечкой в конце такта сжатия 22%. Контроль частоты вращения коленчатого вала, развиваемой вторым цилиндром при максимальной степени открытия дроссельной заслонки, показал значение 4140 мин^{-1} . Контроль наиболее изношенных цилиндров третьего и первого выявил результат: 4040 и 3930 мин^{-1} . Максимальная разность частот вращения коленчатого вала двигателя возникает между результатами контроля четвертого и первого цилиндров $\Delta n_{4,1} = n_4 - n_1 = 4230 - 3930 = 300 \text{ мин}^{-1}$. В процентном отношении эта величина достигает значения 7%. Достаточно чувствительный параметр – изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя при условии точности измерения $1-3 \text{ мин}^{-1}$.

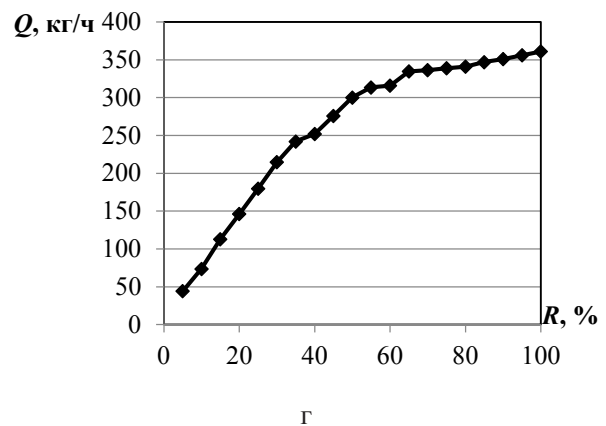
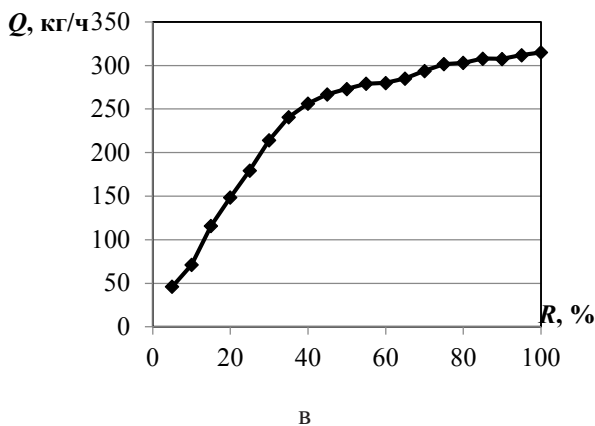
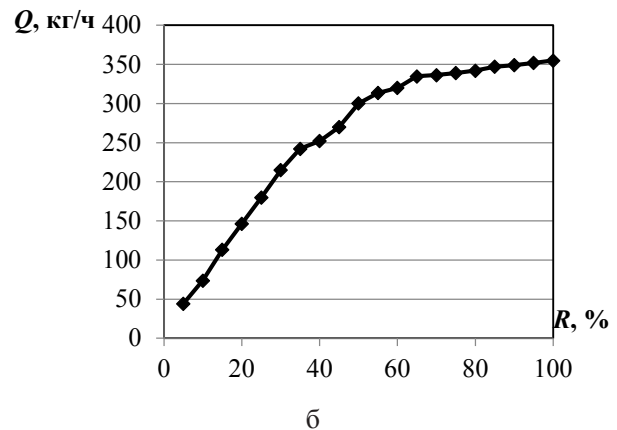
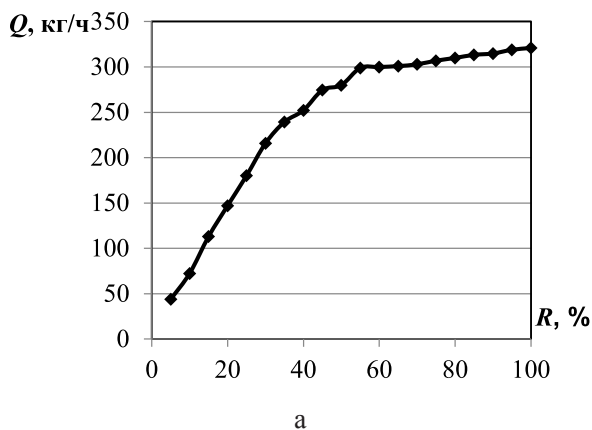


Рис. 11. Зависимость массового расхода воздуха Q , кг/ч от степени открытия дроссельной заслонки R , % при работе: а – на первом цилиндре (2, 3, 4 выключены); б – на втором цилиндре (1, 3, 4 выключены); в – на третьем цилиндре (1, 2, 4 выключены); г – на четвертом цилиндре (1, 2, 3 выключены)



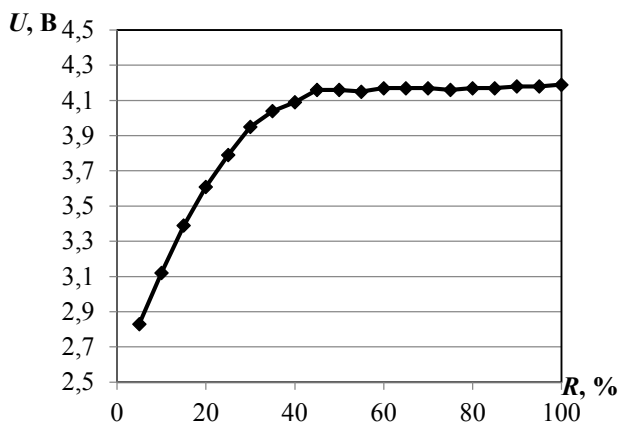
На заключительной стадии экспериментальной работы оценивался часовой расход топлива V , л/ч от степени открытия дроссельной заслонки R , % (рис. 14).

Анализ результатов контроля часового расхода топлива (рис. 14) показал, что наибольшее значение при максимальной степени открытия дроссельной заслонки наблюдается для четвертого цилиндра 33,5 л/ч. При контроле часового расхода второго цилиндра зафиксирован результат 33,1 л/ч. Измерение параметров часового расхода топлива в третьем и первом цилиндрах показали данные, соответственно 32,4 и 31,3 л/ч. Представленный результат показывает, что с увеличением износа ЦПГ падает значение массового расхода воздуха и соответственно снижается подача топлива. Таким образом,

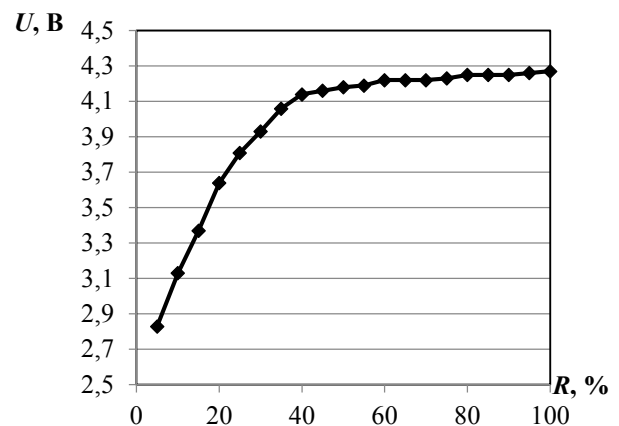
наилучший по герметичности цилиндр всегда покажет максимум часового расхода топлива. Максимальная разность часовых расходов топлива возникает между результатами контроля четвертого и первого цилиндров $\Delta V_{4,1} = V_4 - V_1 = 33,5 - 31,3 = 2,2$ л/ч. В процентном отношении эта величина достигает значения 6,5%. Данный параметр является результирующим от комплекса различных входных параметров и дополнительно может быть применен для уточнения технического состояния системы впуска и ЦПГ.

Выводы

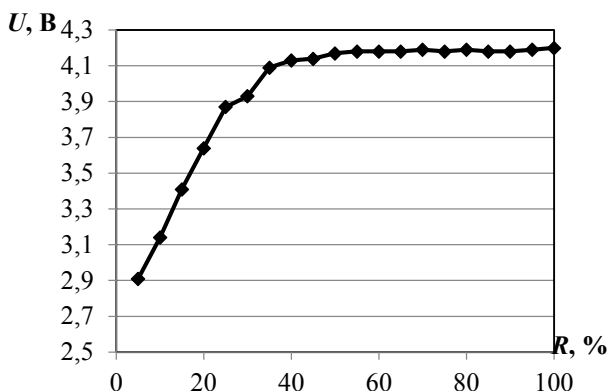
В начальной части работы был проведен анализ причин отказа ДМРВ, были выявлены основные факторы, способствующие снижению



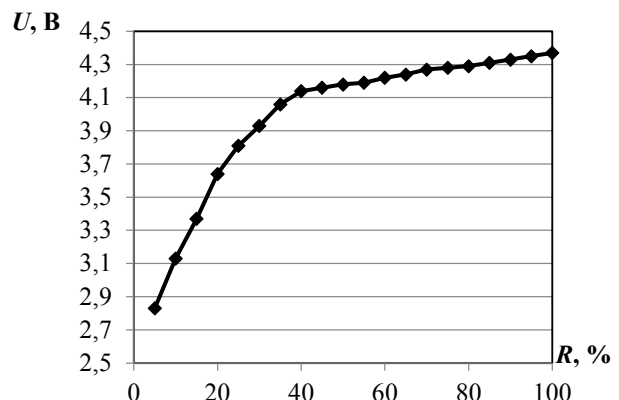
а



б



в



г

Рис. 12. Зависимость величины напряжения с контрольного вывода ДМРВ U , В от положения дроссельной заслонки R , % при работе: а – на первом цилиндре (2, 3, 4 выключены); б – на втором цилиндре (1, 3, 4 выключены); в – на третьем цилиндре (1, 2, 4 выключены); г – на четвертом цилиндре (1, 2, 3 выключены)

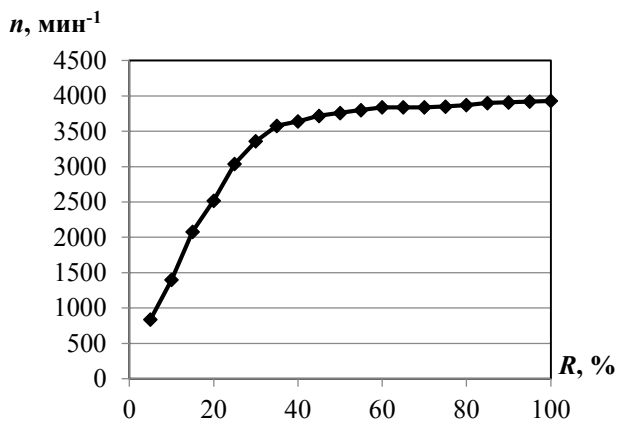
его ресурса. Среди самых важных – экстремальные условия работы ДМРВ. Проведен анализ многочисленных работ в области конструирования, исследования и диагностирования ДМРВ, среди которых отмечены перспективные.

Проведен краткий анализ конструкций ДМРВ, из которого следует, что основой современной системы впуска являются датчики на основе пленочных технологий, заменившие все остальные варианты. Рассмотренные современные средства и методы диагностирования ДМРВ необходимо дополнить путем разработки способа тестового диагностирования.

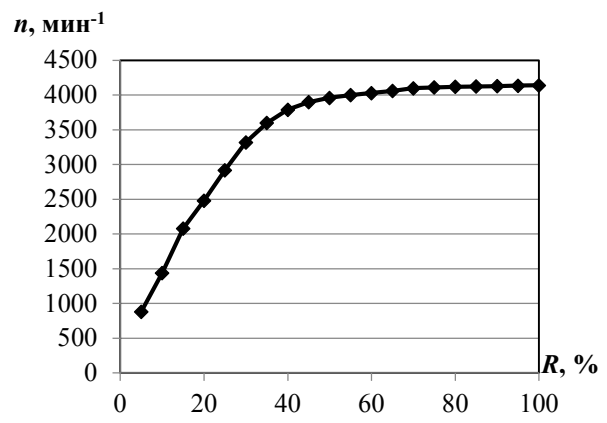
В результате широкого изучения практических методов контроля технического состояния ДМРВ был разработан новый метод тестового

диагностирования ДМРВ на работающем авто-тракторном средстве. Основой метода является использование приборного средства ДБД-4 для формирования тестовых режимов.

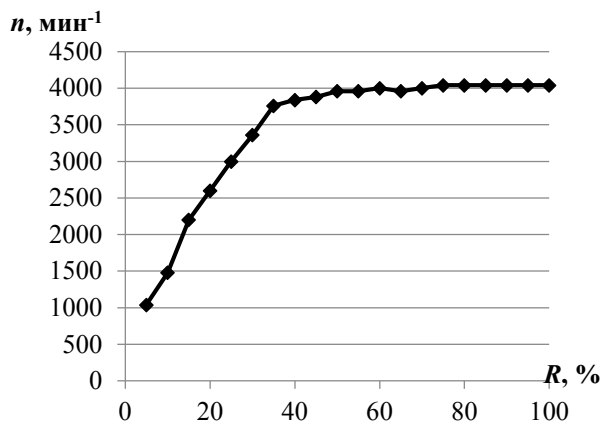
В результате экспериментальных исследований при формировании тестовых воздействий разработаны режимы контроля ДМРВ. Контролируемыми параметрами выбраны следующие: массовый расход воздуха, частота вращения коленчатого вала ДВС, напряжение с контрольного вывода ДМРВ, часовой расход топлива при варьировании положения дроссельной заслонки от 0 до 100%. Наиболее чувствительными параметрами являются массовый расход воздуха и дублирующее его напряжение на контрольном контакте ДМРВ.



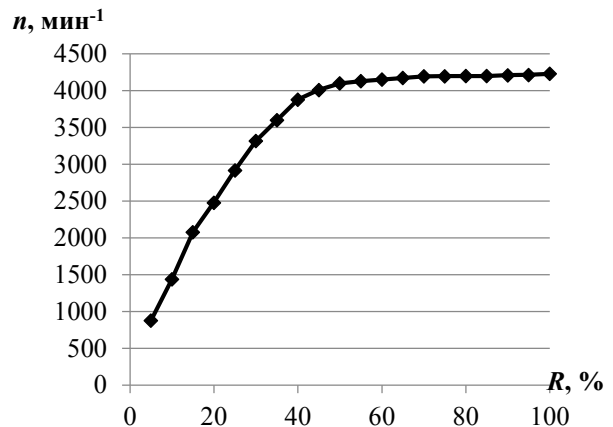
а



б



в



г

Рис. 13. Зависимость изменения частоты вращения коленчатого вала ДВС $n, \text{мин}^{-1}$ от степени открытия дроссельной заслонки $R, \%$ при работе: а – на первом цилиндре (2, 3, 4 выключены); б – на втором цилиндре (1, 3, 4 выключены); в – на третьем цилиндре (1, 2, 4 выключены); г – на четвертом цилиндре (1, 2, 3 выключены)



Список литературы

1. Обоснование сроков ремонта и службы тракторов в аграрном производстве / И. Г. Галиев, Р. М. Гимадиев, А. Р. Галимов, Д. Н. Мухаметзянов // Проблемы научной мысли. 2018. Т. 5. № 3. С. 019–025.

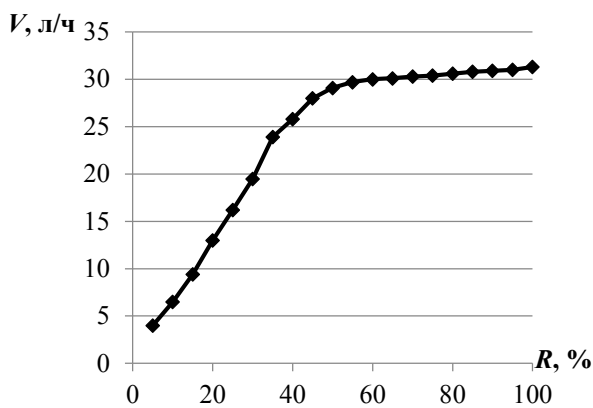
2. Параметры распределения ресурса упорного подшипникового узла скважинных электронасосов / Л. А. Саплин, В. А. Буторин, Р. Т. Гусейнов, И. Б. Царев // АПК России. 2020. Т. 27. № 1. С. 130–134.

3. Новый метод, средство и программная среда для тестирования ЭМФ автомобиля / А. В. Гриценко [и др.] // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2014. № 18 (145). С. 53–56.

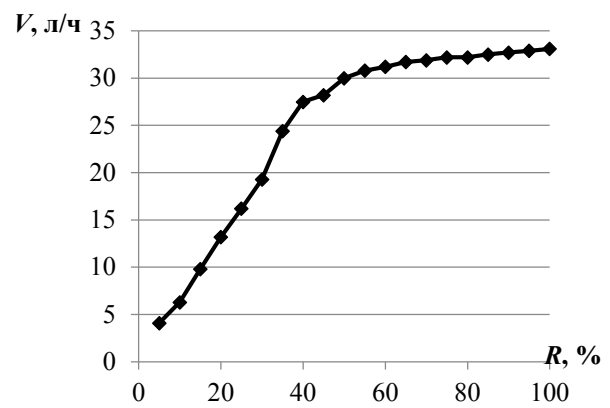
4. Буторин В. А., Царев И. Б., Гусейнов Р. Т. Теоретическое обоснование ресурса упорного подшипникового узла погружного электродвигателя // АПК России. 2017. Т. 24. № 5. С. 1157–1160.

5. Gritsenko A. V., Zadorozhnaya E. A., Shepelev V. D. Diagnostics of friction bearings by oil pressure parameters during cycle-by-cycle loading // Tribology in Industry. 2018. Т. 40. № 2. P. 300–310. DOI: 10.24874/ti.2018.40.02.13.

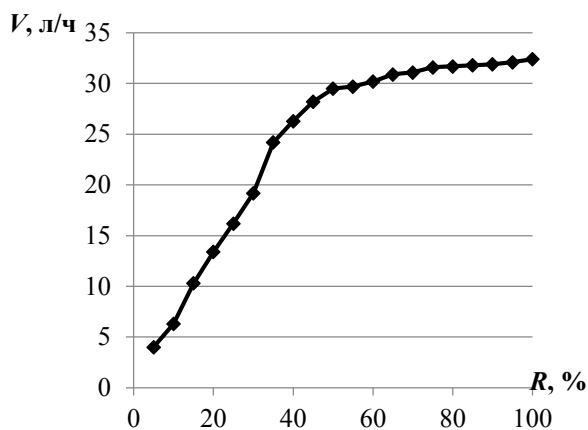
6. Plaksin A., Gritsenko A., Glemba K. Experimental studies of cylinder group state during motoring // Procedia Engineering 2. Ser. «2nd International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016». 2016. P. 1188–1191. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.234.



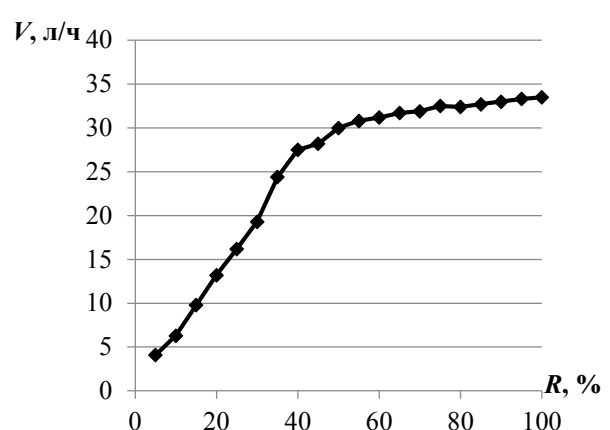
а



б



в



г

Рис. 14. Зависимость величины часового расхода топлива V , л/ч от степени открытия дроссельной заслонки R , % при работе: а – на первом цилиндре (2, 3, 4 выключены); б – на втором цилиндре (1, 3, 4 выключены); в – на третьем цилиндре (1, 2, 4 выключены); г – на четвертом цилиндре (1, 2, 3 выключены)

7. Учебные стенды-тренажеры по оборудованию автомобилей / С. С. Куков [и др.] // Вестник ЧГАУ. 2006. Т. 47. С. 67–69.
8. Fleming W. J. Overview of automotive sensors // IEEE Sensors Journal. 2001. V. 1. № 4. P. 296–308.
9. Marek J., Illing M. Microsystems for the automotive industry // Proc. International Electron Devices Meeting, San Francisco, CA, 2000. P. 3–8.
10. Сажин О. В., Первушин Ю. В. Микросенсор потока теплового типа для датчика массового расхода воздуха // Научное приборостроение. 2011. Т. 21. № 3. С. 52–61.
11. Сажин О. В., Первушин Ю. В. Микросенсор потока теплового типа для датчика массового расхода воздуха. Научное приборостроение. 2011. Т. 21. № 3. С. 52–61.
12. Мельников А. А., Мельников А. А. Ультразвуковые преобразователи в средствах измерения. М. : Спутник, 2010. 154 с.
13. Теремякин П. Г. Определение циклового наполнения воздухом цилиндров газового двигателя // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 1 (19). С. 19–21.
14. Ерохов В. И. Проектирование и расчет расходомера воздуха электронных систем впрыскивания топлива // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 6 (24). С. 20–27.
15. Набоких В. А., Сафронов А. В. Способы диагностирования датчиков автомобильных электронных систем управления с гибридной силовой установкой // Известия МГТУ МАМИ. 2013. Т. 1. № 2 (16). С. 185–188.
16. Increasing Reliability of Gas–Air Systems of Piston and Combined Internal Combustion Engines by Improving Thermal and Mechanic Flow Characteristics / Y. M. Brodov [et al.] // Thermal Engineering. 2015 Vol. 62. № 14. P. 1038–1042. DOI: 10.1134/S0040601515140049.
17. Evaluation Between Engine Stop, Start and Cylinder Deactivation Technologies Under Southeast Asia Urban Driving Condition / M. Abas [et al.] // SAE Technical Paper 2017-01-0986. 2017. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0986>.
18. Vinodh B. Technology for Cylinder Deactivation // SAE Technical Paper 2005-01-0077. 2005. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-0077>.
19. Mohammadpour M., Rahmani R., Rahnejat H. The Effect of Cylinder De-Activation on Thermo-Friction Characteristics of the Connecting Rod Bearing in the New European Drive Cycle (NEDC) // SAE Technical Paper 2014-01-2089. 2014. DOI: 10.4271/2014-01-2089.
20. Senapati U., McDevitt I. Hankinson A. Vehicle Refinement Challenges for a Large Displacement Engine with Cylinder Deactivation Capability // SAE Technical Paper 2011-01-1678. 2011. DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-1678>.
21. Leone T., Pozar M. Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation – Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints // SAE Technical Paper 2001-01-3591. 2001. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-3591>.
22. Fuel Economy Improvement Using Combined CAI and Cylinder Deactivation (CDA) – An Initial Study / K. Douglas, N. Milovanovic, J. Turner D. Blundell // SAE Technical Paper 2005-01-0110. 2005. DOI: 10.4271/2005-01-0110.
23. Senapati U., McDevitt I., Hankinson A. Vehicle Refinement Challenges for a Large Displacement Engine with Cylinder Deactivation Capability // SAE Technical Paper 2011-01-1678. 2011. DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-1678>.
24. Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) Strategies on Part Load Conditions / M. Muhammad Said [et al.] // SAE Technical Paper 2014-01-2549. 2014. DOI: 2014-01-2549.
25. Bech A., Shayler P., McGhee M. The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine // SAE Int. J. Engines. 1999–2009. № 9 (4).
26. Connolly F. Direct Estimation of Cyclic Combustion Pressure Variability Using Engine Speed Fluctuations in an Internal Combustion Engine // SAE Technical Paper 940143. 1994. DOI: <https://doi.org/10.4271/940143>.
27. Зеер В. Влияние способа отключения части цилиндров на показатели поршневых двигателей // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. 2007. № 2. С. 233–237.
28. Cylinder Deactivation for Increased Engine Efficiency and Aftertreatment Thermal Management in Diesel Engines / A. Ramesh [et al.] // SAE Technical Paper 2018-01-0384. 2018. DOI: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0384>.
29. Cylinder Deactivation with Mechanically Fully Variable Valve Train / R. Flierl, F. Lauer, M. Breuer, W. Hannibal // SAE Int. J. Engines. 2012. № 5 (2). P. 207–215.
30. Руководство по эксплуатации USB Autoscope III, руководство по работе с программой USB осциллограф. Режим доступа: http://www.autoscaners.ru/catalogue/files/689/program_usb_oscilloscope.pdf.



31. Буторин В. А., Царев И. Б., Гусейнов Р. Т. Оценка ресурса упорного подшипникового узла погружного электродвигателя // АПК России. 2017. Т. 24. № 5. С. 1152–1156.

32. Буторин В. А., Гусейнов Р. Т. Разработка испытательного стенда для проведения ресурс-

ных испытаний упорного подшипника погружного электродвигателя марки ПЭДВ // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2014. № 2 (30). С. 64–68.

Гриценко Александр Владимирович, д-р техн. наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»; профессор кафедры «Технический сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: alexgrits13@mail.ru.

Бурцев Александр Юрьевич, канд. техн. наук, доцент кафедры горного дела и техносферной безопасности, филиал Кузбасского государственного технического университета им. Т. Ф. Горбачева.

E-mail: burceval2009@yandex.ru.

Уланов Владислав Евгеньевич, аспирант, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: vulanov@rssm.su.

Рахимов Жанат Сагындыкович, аспирант, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: rahimov-96@mail.ru.

Емельянова Анастасия Ивановна, аспирант, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: Nastyaib96@gmail.com.

* * *