Научная статья
УДК 629.113, 629.3.018.2
DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247
EDN: IAPLDF

Check for updates

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА СОВОКУПНОСТЬ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Б. В. Журавский
Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ),
г. Омск, Россия
ra9meo@mail.ru, https://orcid.org/0000-0002-4516-2607

АННОТАЦИЯ

Введение. *Неисправности элементов системы впрыска топлива приводят к ухудшению показателей работы дизельных двигателей. Наибольшая доля повреждений, возникающих при эксплуатации аккумуляторных систем впрыска топлива, приходится на электрогидравлические форсунки. Для своевременного выявления неисправностей проводится диагностирование форсунок. Наиболее точное определение технического состояния форсунок можно произвести при помощи специализированных диагностических стендов со снятием их с двигателя. Как правило, поставленный диагноз представляет собой заключение об общем техническом состоянии форсунки. Для обеспечения высокого качества и снижения трудоёмкости ремонта необходимо применение новых методов и средств, позволяющих проводить углублённое диагностирование форсунок с выявлением конкретных дефектов. Целью представленной работы является выявление возможных отличий изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров для возможности определения конкретных дефектов форсунок при их диагностировании.*
Материалы и методы. *Гидродинамические процессы, протекающие в электрогидравлической форсунке при её функционировании, были описаны системой дифференциальных уравнений первого порядка. Для исследования влияния изменения структурных параметров на диагностические параметры были проведены численные эксперименты. Расчёты осуществлялись при помощи программной среды математических вычислений Mathcad. Расчёты проводились при разных сочетаниях давлений в топливном аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса, соответствующих определённым режимам работы двигателя.*
Результаты. *В работе приведены графики зависимостей цикловой подачи среднего расхода топлива в сливную магистраль, величины задержки начала подъёма иглы, продолжительности подъёма и посадки иглы, продолжительности впрыска и чувствительности данных диагностических параметров от величин зазоров в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка», от величины неплотности управляющего клапана.*
Обсуждение и заключение. *В результате проведения численных экспериментов обнаружены отличия изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров.*

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: *автомобильный дизельный двигатель, аккумуляторная система впрыска, электрогидравлическая форсунка, конструктивный элемент, техническое состояние, дефект, диагностирование, структурные параметры, зазор, утечки, величина неплотности, диагностические параметры*

БЛАГОДАРНОСТИ: *автор выражает благодарность рецензентам данной работы.*

Статья поступила в редакцию 28.02.2023; одобрена после рецензирования 17.03.2023; принята к публикации 21.04.2023.
Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.
Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Журавский Б. В. Влияние структурных параметров электрогидравлической топливной форсунки дизельного двигателя на совокупность диагностических параметров // *Вестник СибАДИ.* 2023. Т. 20, № 2 (90). С. 230-247. https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247

© Журавский Б. В., 2023

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Original article
DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247
EDN: IAPLDF

INFLUENCE OF STRUCTURAL PARAMETERS OF ELECTRO-HYDRAULIC DIESEL FUEL INJECTOR ON SET OF DIAGNOSTIC PARAMETERS

Boris V. Zhuravsky
Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
Omsk, Russia
ra9meo@mail.ru, https://orcid.org/0000-0002-4516-2607

ABSTRACT

Introduction. *Malfunctions of the elements of the fuel injection system lead to a deterioration in the performance of diesel engines. The largest proportion of faults that occur during the operation of battery injection systems are electro-hydraulic injectors. For the timely detection of malfunctions, the injectors are diagnosed. The most accurate determination of the technical condition of the injectors can be made using specialized diagnostic stands with their removal from the engine. As a rule, the diagnosis is a conclusion about the general technical condition of the injector. To ensure high quality and reduce the complexity of repairs, it is necessary to use new methods and tools that allow for in-depth diagnostics of injectors with the identification of specific defects. The purpose of the presented work is to identify possible differences in the change in the set of diagnostic parameters when changing individual structural parameters in order to be able to determine specific defects in injectors during their diagnosis.*
Materials and methods. *The hydrodynamic processes occurring in the electro-hydraulic injector during its operation were described by a system of differential equations of the first order. Numerical experiments were carried out to study the influence of changes in structural parameters on diagnostic parameters. The calculations using the software environment for mathematical calculations Mathcad were carried out. The calculations at different combinations of pressures in the fuel accumulator and the duration of the control pulse corresponding to certain engine operating modes were carried out.*
Results. *The paper presents the graphs of the dependences of the cyclic supply, the average fuel consumption in the drain line, the delay in the start of the needle lift, the duration of the needle lift and landing, the duration of the injection and the sensitivity of these diagnostic parameters on the gaps in the interfaces 'needle guide - spray body', 'plunger multiplier – sleeve', from the magnitude of the leakage of the control valve.*
Discussion and conclusion. *As a result of numerical experiments, differences in the change in the set of diagnostic parameters with a change in individual structural parameters were found.*

KEYWORDS: *automobile diesel engine, accumulator injection system, electro-hydraulic injector, structural element, technical condition, defect, diagnostics, structural parameters, clearance, leakage, leakage value, diagnostic parameters*

GRATITUDE. *The author expresses gratitude to the reviewers of this work.*

The article was submitted 28.02.2023; approved after reviewing 17.03.2023; accepted for publication 21.04.23.
The authors have read and approved the final manuscript.
Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Zhuravsky B. V. Influence of structural parameters of electro-hydraulic diesel fuel injector on set of diagnostic parameters. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal.* 2023; 20 (2): 230-247. https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-2-230-247

© Zhuravsky B. V., 2023

Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время наибольшее применение на автомобильных дизельных двигателях внутреннего сгорания (ДВС) получила аккумуляторная система впрыска топлива (АСВП). Применение АСВП позволяет повысить топливную экономичность, удельную мощность, снизить уровень шума при работе, обеспечить соответствие дизельного ДВС современным экологическим стандартам[1] [1, 2, 3, 4].

В процессе эксплуатации происходит изменение технического состояния элементов АСВП [3, 4, 5]. Появляющиеся неисправности элементов АСВП оказывают значительное влияние на работу ДВС. Как показывает практика, наибольшее количество повреждений приходится на электрогидравлические форсунки (ЭГФ) АСВП [6, 7, 8, 9]. Неисправности ЭГФ могут приводить к появлению неточности при дозировании топлива и ухудшению смесеобразования [9, 10 ,11]. Одним из важнейших мероприятий по поддержанию ЭГФ в технически исправном состоянии в процессе эксплуатации является диагностирование [5, 10].

Существующие методы диагностирования ЭГФ делятся на две группы: диагностирование ЭГФ без снятия с ДВС и со снятием1 [12]. Диагностирование ЭГФ со снятием с ДВС проводится при помощи специализированных стендов [12, 13]. В этом случае проверка технического состояния производится в соответствии с предложенными производителями ЭГФ тест-планами [13, 14, 15, 16], в которых приведены режимы работы ЭГФ при проведении испытаний, а также номинальные и предельно допустимые значения диагностических параметров.

Стенды оснащаются электронными измерительными системами, позволяющими с высокой точностью производить измерение диагностических параметров1 [13]. В качестве диагностических параметров обычно используются: величина цикловой подачи и расход топлива в сливную магистраль на разных режимах работы; величина задержки начала подъёма иглы; минимальное давление срабатывания [17, 18]. В работе[2] в качестве дополнительного диагностического параметра предлагается применять продолжительность впрыска. Также к диагностическим параметрам возможно отнести продолжительность подъёма и посадки иглы [19].

Результатом диагностирования ЭГФ на стенде, как правило, является заключение о её общем техническом состоянии, без выявления конкретной неисправности [12]. Неисправные ЭГФ заменяют на новые либо ремонтируют. В случае ремонта, после разборки форсунки, производится дефектовка [12]. По результатам дефектовки вышедшие из строя конструктивные элементы заменяются на новые. От точности дефектовки во многом зависит качество ремонта форсунки, также следует отметить значительную трудоёмкость процесса дефектовки. Повысить точность и снизить трудоёмкость дефектовки возможно при предварительном проведении углубленного диагностирования ЭГФ с постановкой уточнённого диагноза, то есть с выявлением возможных мест локализации неисправностей.

Научные исследования, направленные на совершенствование существующих и разработку новых эффективных методов и средств диагностирования ЭГФ, позволяющие определять не только общее техническое состояние, но и выявлять конкретные дефекты, представляются актуальными и практически значимыми [20].

В данной статье рассмотрено влияние изменения ряда структурных параметров ЭГФ, таких как зазор в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя»; зазор в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка»; величина неплотности управляющего клапана на диагностические параметры. Указанные структурные параметры изменяются в процессе эксплуатации ЭГФ вследствие износа [3, 4].

Целью данной статьи является выявление возможных отличий изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров для возможности определения конкретных дефектов ЭГФ при их диагностировании.

---

[1] Журавский Б. В. Методы и средства диагностирования форсунок системы впрыска топлива «Common Rail» дизельного двигателя / Б. В. Журавский // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации: Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции, Омск, 25–26 ноября 2021 года. Омск: Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), 2021. С. 101-106.

[2] Козеев А. А. Оптимизация рабочего процесса электрогидроуправляемой форсунки / А. А. Козеев // Состояние, проблемы и перспективы развития АПК: Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 80-летию ФГОУ ВПО Башкирский ГАУ, Уфа, 30 сентября – 01 2010 года. Уфа: Башкирский государственный аграрный университет, 2010. С. 50-54.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

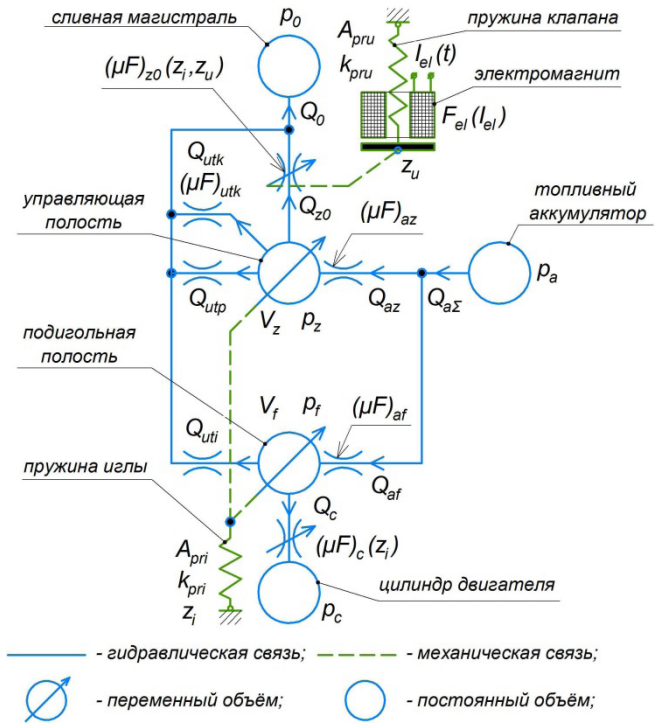


Рисунок 1 – Расчётная схема электрогидравлической форсунки
Источник: составлено автором.

Figure 1 – Calculation scheme of the electro-hydraulic nozzle
Source: compiled by the author.

Задачи исследования:

1) определить зависимости величины цикловой подачи топлива и чувствительности данного диагностического параметра от величин рассмотренных структурных параметров;

2) установить зависимости среднего расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности данного диагностического параметра от величин рассмотренных структурных параметров;

3) выявить зависимости величины задержки начала подъёма иглы и чувствительности данного диагностического параметра от величин рассмотренных структурных параметров;

4) установить зависимости продолжительности подъёма, посадки иглы и чувствительности данных диагностических параметров от величин рассмотренных структурных параметров;

5) рассмотреть влияние величин рассмотренных структурных параметров на продолжительность впрыска и на чувствительность данного диагностического параметра.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

ЭГФ можно представить в виде некоторых объемов, соединённых друг с другом каналами с определенными эффективными проходными сечениями [21, 22]. На рисунке 1 показана расчётная схема ЭГФ, отражающая взаимодействие её отдельных элементов.

На рисунке 1 представлены следующие обозначения: p_0 – атмосферное давление, Па; p_a – давление в топливном аккумуляторе, Па; p_z – давление в управляющей полости; p_f – давление в подигольной полости, Па; p_c – давление в цилиндре двигателя в момент впрыска топлива, Па; z_i – перемещение иглы, м; z_u – перемещение якоря электромагнита управляющего клапана, м; V_z – объём управляющей полости, м^3; V_f – объём подигольной полости, м^3; Q_0 – расход топлива в сливную магистраль, м^3/с; Q_{z0} – расход топлива через дроссельное отверстие для слива топлива из управляющей полости, м^3/с; $Q_{a\Sigma}$ – расход топлива из аккумулятора в форсунку, м^3/с; Q_{az} – расход топлива через дроссельное отверстие для подачи топлива в управляющую полость, м^3/с; Q_{af} – расход топлива из аккумулятора в подигольную полость, м^3/с; Q_c – расход топлива из подигольной полости в цилиндр двигателя, м^3/с; Q_{uti} – расход топлива через зазор сопряжения «направляющая часть иглы –

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile and Highway Industry Journal

корпус распылителя»; Q_{utp} – расход топлива через зазор сопряжения «плунжер мультипликатора – втулка»; Q_{utk} – расход топлива через неплотности управляющего клапана; $(\mu F)_{z0}(z_i, z_u)$ – эффективное проходное сечение канала, соединяющего управляющую полость со сливной магистралью, м^2; $(\mu F)_{az}$ – эффективное проходное сечение дроссельного отверстия для подачи топлива в управляющую полость, м^2; $(\mu F)_c(z_i)$ – эффективное проходное сечение распылителя, м^2; $(\mu F)_{utk}$ – эффективное проходное сечение неплотности управляющего клапана, м^2; A_{pru} – предварительная затяжка пружины клапана, Н; k_{pru} – коэффициент жёсткости пружины клапана, Н/м; A_{pri} – предварительная затяжка пружины иглы, Н; Н/м; k_{pru} – коэффициент жёсткости пружины иглы, Н/м; $I_{el}(t)$ – сила электрического тока, протекающего через обмотку электромагнита клапана; $F_{el}(I_{el})$ – сила, развиваемая электромагнитом, Н.

Изменение давления в каком-либо объеме определяется из условия неразрывности потока по выражению [21, 22, 23]:

$$\alpha V \frac{dp}{dt} = \sum_i Q_i + \frac{dV}{dt}, \quad (1)$$

где α – коэффициент сжимаемости жидкости; V – объём, м^3; p – давление в рассматриваемом объёме, Па; Q – расход жидкости, м^3/с; i – число каналов, соединяющих рассматриваемый объём с другими элементами системы топливоподачи.

Расход жидкости вычисляется по следующей формуле [21, 22, 23]:

$$Q = sign(p - p_i)\mu F \sqrt{\frac{2}{\rho}|p - p_i|}, \quad (2)$$

где p_i – давление в объеме, сообщающемся с рассматриваемым, Па; μ – коэффициент расхода;

F – площадь сечения канала, соединяющего объёмы, м^2; ρ – плотность жидкости, кг/м^3.

Изменение объёма находится по формуле [21, 22]:

$$\frac{dV}{dt} = f\frac{dz}{dt}, \quad (3)$$

где f – площадь поперечного сечения подвижного элемента ЭГФ, м^2; z – перемещение подвижного элемента ЭГФ, м.

Уравнение, описывающее перемещение подвижного элемента ЭГФ, имеет вид [21, 22, 23]:

$$M\frac{d^2z}{dt^2} = \sum N, \quad (4)$$

где M – масса подвижного элемента ЭГФ, кг; ΣN – сумма сил, действующих на подвижный элемент, Н.

Процессы, происходящие в ЭГФ, могут быть описаны системой дифференциальных уравнений первого порядка

$$\begin{cases} \dfrac{dC_i}{dt} = \dfrac{\sigma_1}{M_{mei}}(p_f f_i - p_z f_p - A_{pri} - k_{pri} z_i); \\ \dfrac{dz_i}{dt} = \sigma_1 C_i; \\ \dfrac{dp_f}{dt} = \dfrac{1}{\alpha V_f}\left(Q_{af} - Q_c - Q_{uti} - \sigma_1 f_{in}\dfrac{dz_i}{dt}\right); \\ \dfrac{dp_z}{dt} = \dfrac{1}{\alpha V_z}\left(Q_{az} - Q_{z0} - Q_{utp} - Q_{utk} + \sigma_1 f_{pn}\dfrac{dz_i}{dt}\right); \\ \dfrac{dC_u}{dt} = \dfrac{\sigma_2}{M_{meu}}\left(p_z f_{cir} + F_{el} - A_{pru} - k_{pru} z_u\right); \\ \dfrac{dz_u}{dt} = \sigma_2 C_u, \end{cases} \quad (5)$$

где σ_1, σ_2 – ступенчатые функции, накладывающие ограничение на перемещение соответственно иглы форсунки и управляющего клапана; C_i – скорость перемещения иглы, м/с; C_u – скорость перемещения управляющего клапана, м/с; M_{mei} – масса подвижных элементов, движущихся вместе с иглой, кг; M_{meu} – масса подвижных элементов управляющего клапана, кг; f_i – площадь поперечного сечения иглы, м^2; f_p – площадь поперечного сечения плунжера, м^2; f_{in} – площадь поперечного сечения направляющей иглы, м^2; f_{pn} – площадь поперечного сечения направляющей плунжера, м^2; f_{cir} – площадь поперечного сечения шарика клапана по линии контакта с конусом седла, м^2.

Для решения системы дифференциальных уравнений применялся метод Радо (RADAU5), при этом были заданы следующие начальные условия:

$$C_i(0) = 0;\ z_i(0) = 0;\ p_f(0) = p_a;$$
$$p_z(0) = p_a;\ C_u(0) = 0;\ z_u(0) = 0. \quad (6)$$

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

$$\sigma_1 = \begin{cases} 0, \textit{если } z_i = 0 \textit{ и } p_f f_i - p_z f_p - A_{pri} < 0; \\ 0, \textit{если } z_i = z_{\max} \textit{ и } p_f f_i - p_z f_p - A_{pri} - k_{pri} z_i > 0; \\ 1, \textit{в остальных случаях}. \end{cases} \quad (7)$$

$$\sigma_2 = \begin{cases} 0, \textit{если } z_u = 0 \textit{ и } p_z f_{cir} + F_{el} - A_{pru} < 0; \\ 0, \textit{если } z_u = z_{\max} \textit{ и } p_z f_{cir} + F_{el} - A_{pru} - k_{pru} z_u > 0; \\ 1, \textit{в остальных случаях}. \end{cases} \quad (8)$$

$$f_i = \begin{cases} f_{dpi}, & \textit{при } z_i = 0; \\ f_{ni}, & \textit{при } z_i > 0, \end{cases} \quad (9)$$

где f_{dpi} – площадь дифференциальной площадки иглы, м^2.

$$f_p = \begin{cases} f_{ni}, & \textit{при } z_i < z_{\max}; \\ f_{ni} - f_{hp}, & \textit{при } z_i = z_{\max}, \end{cases} \quad (10)$$

где f_{hp} – площадь поперечного сечения хвостовика плунжера, м^2.

Для определения эффективного проходного сечения распылителя ЭГФ может быть использована полиноминальная зависимость [22]:

$$\frac{(\mu F)_c(z_i)}{(\mu F)_{c\max}} = 2{,}64\frac{z_i}{z_{i\max}} - 2{,}37\left(\frac{z_i}{z_{i\max}}\right)^2 + 0{,}73\left(\frac{z_i}{z_{i\max}}\right)^3, \quad (11)$$

где $(\mu F)_c(z_i)$ – текущее эффективное проходное сечение распылителя, м^2; $(\mu F)_{cmax}$ – максимальное эффективное проходное сечение распылителя, м^2; z_{imax} – максимальное значение подъёма иглы, м.

Эффективное проходное сечение канала, соединяющего управляющую полость со сливной магистралью [22]:

$$(\mu F)_{z0}(z_i, z_u) = \min \begin{cases} \mu_{or} \dfrac{\pi d_{or}^2}{4}; \\ \mu_{zd} \pi d_{zd} (z_{i\max} - z_i); \\ \dfrac{1}{2} \mu_{dk} \pi z_u \left(d_{sp} + z_u \sin\left(\dfrac{\alpha_u}{2}\right)\right) \sin(\alpha_u), \end{cases} \quad (12)$$

где μ_{or} – коэффициент расхода для дроссельного отверстия, соединяющего полость управления со сливной магистралью; d_{or} – диаметр дроссельного отверстия для слива топлива из полости управления, м; μ_{zd} – коэффициент расхода для проходного сечения между хвостовиком плунжера и входным каналом перед дроссельным отверстием; d_{zd} – диаметр входного канала, м; μ_{dk} – коэффициент расхода для проходного сечения между поверхностью шарика и конической поверхностью клапана седла.

Эффективные проходные сечения дроссельного отверстия для наполнения управляющей полости и канала, соединяющего аккумулятор с подигольной полостью, определяются по формуле [22]:

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

$$(\mu F)_i = \mu_i \frac{\pi d_i^2}{4}, \quad (13)$$

где μ_i – коэффициент расхода для рассматриваемого проходного сечения; d_i – диаметр рассматриваемого проходного сечения, м.

Сила, развиваемая электромагнитом управляющего клапана [18]:

$$F_{el}(I_{el}) = \frac{(I_{el} w_{el})^2 \mu_0 \mu S_{ps}}{2(\delta_m - z_u)^2}, \quad (14)$$

где I_{el} – сила электрического тока, протекающего через обмотку электромагнита, А; w_{el} – количество витков в обмотке электромагнита; μ_0 – магнитная постоянная, Гн·м$^{-1}$; μ – относительная магнитная проницаемость дизельного топлива; S_{ps} – площадь сердечника с учётом отверстия для установки пружины, м^2; δ_m – величина начального зазора между якорем и сердечником, м.

Аналитическая зависимость силы электрического тока, протекающего через электромагнит, от времени I_{el} = f(t) была получена путём кусочно-линейной аппроксимации экспериментальной зависимости.

Расход топлива через зазоры сопряжений «направляющая часть иглы – корпус распылителя» и «плунжер мультипликатор – втулка» в случае концентрического зазора можно найти по формулам:

$$Q_{uti} = \frac{\pi d_{ni} \delta_{si}^3 (p_f - p_0)}{12 \eta I_{ni}} + \frac{\pi d_{ni} \delta_{si} C_i}{2}, \quad (15)$$

где d_{ni} – диаметр направляющей иглы, м; δ_{si} – величина зазора в сопряжении «направляющая часть иглы-корпус распылителя», м; η – динамическая вязкость дизельного топлива, Па·с; I_{ni} – длина сопряжения, м; C_i – скорость иглы, м/с.

$$Q_{utp} = \frac{\pi d_{np} \delta_{sp}^3 (p_z - p_0)}{12 \eta I_{np}} - \frac{\pi d_{np} \delta_{sp} C_i}{2}, \quad (16)$$

где d_{np} – диаметр направляющей плунжера, м; δ_{sp} – величина зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка», м; I_{np} – длина сопряжения, м.

Величина расхода топлива через неплотности управляющего клапана определяется по формуле [5]:

$$Q_{utk} = (\mu F)_{utk} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_z - p_0|}. \quad (17)$$

Эффективное проходное сечение неплотности управляющего клапана

$$(\mu F)_{utk} = \mu_{or} \left(\frac{\pi d_{or}^2}{4} \right) \left(\frac{s}{100} \right), \quad (18)$$

где s – величина неплотности управляющего клапана – доля в процентном отношении эффективного проходного сечения неплотности управляющего клапана от эффективного проходного сечения дроссельного отверстия для слива топлива из управляющей полости, %.

Расход топлива из аккумулятора в ЭГФ

$$Q_{a\Sigma} = Q_{af} + Q_{az}. \quad (19)$$

Суммарный расход топлива из ЭГФ в сливную магистраль

$$Q_0 = Q_{z0} + Q_{uti} + Q_{utp} + Q_{utk}. \quad (20)$$

Суммарный средний расход топлива из ЭГФ в сливную магистраль можно найти с помощью выражения

$$Q_0^{cp} = \frac{\int_o^T (Q_{z0} + Q_{uti} + Q_{utp} + Q_{utk}) dt}{T}, \quad (21)$$

где T– промежуток времени, соответствующий повороту коленчатого вала двигателя на 720^0, за начало отсчёта принимается момент подачи очередного управляющего импульса на электромагнит ЭГФ, с.

Цикловая подача топлива ЭГФ может быть определена по формуле

$$q_ц = \int_0^T Q_c dt. \quad (22)$$

Задержка начала подъёма иглы ЭГФ t_{si} определяется как разница между моментами времени начала отрыва иглы от уплотняющего конуса и начала подачи управляющего импульса. Продолжительность подъёма иглы ЭГФ – t_{pi} определяется как время, прошедшее с момента подачи управляющего импульса до момента, когда игла достигнет положения максимального подъёма [22]. Продолжительность посадки иглы – t_{oi} – время, прошедшее с момента отключения управляющего импульса до того момента, когда игла коснётся нижнего упора [22].Продолжительность впрыска – t_{wpr} определяется как время, прошедшее с момента начала отрыва иглы от уплотняющего конуса до окончания её посадки.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Чувствительность диагностического параметра может быть определена по известной формуле

$$K_i = \left| \frac{dD(S)}{dS} \right|, \quad (23)$$

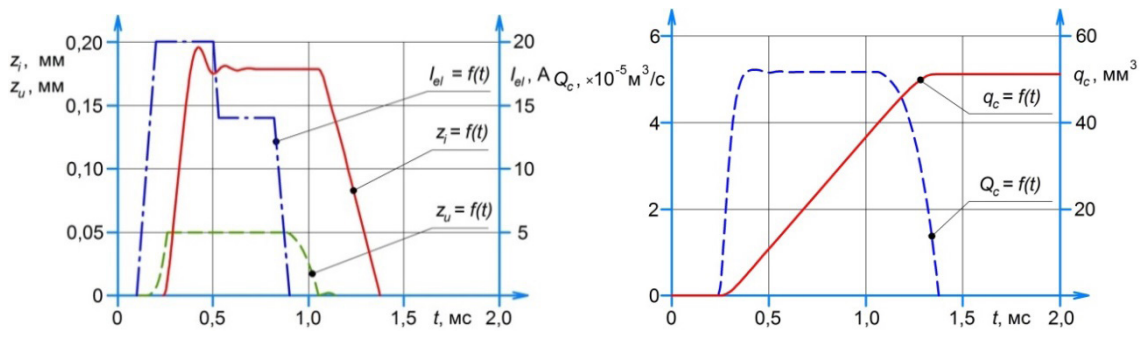
где i – условный номер; $D(S)$ – функциональная зависимость диагностического параметра от структурного параметра; S – значение структурного параметра.

Для исследования характера влияния зазоров в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка» и величины неплотности управляющего клапана ЭГФ на диагностические параметры были проведены численные эксперименты с помощью программного продукта Mathcad. В качестве объекта исследования была выбрана ЭГФ с электромагнитным приводом управляющего клапана BOSCH 0445110293. Расчёты проводились при разных сочетаниях давлений в топливном аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса, соответствующих режимам работы двигателя: холостой ход, частичная нагрузка и полная нагрузка. Значения давления в аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса для разных режимов работы ДВС были приняты в соответствии с тест-планом фирмы BOSCH.

Величина зазоров в рассматриваемых сопряжениях варьировалась в диапазоне от 3 до 10 мкм, при этом номинальные значения зазоров в данных сопряжениях согласно данным фирмы BOSCH составляют δ=3±1 мкм. Значение неплотности управляющего клапана – s варьировалось в диапазоне от 0 до 15%. Исследовалось поведение всех рассмотренных диагностических параметров при изменении одного из структурных.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В результате решения системы дифференциальных уравнений (5) были получены временные зависимости параметров, характеризующих функционирования ЭГФ. В качестве примера для ЭГФ без дефектов ($\delta_{si} = \delta_{sp} = 3$ *мкм;* s = 0%) при давлении в топливном аккумуляторе и продолжительности управляющего импульса, соответствующих работе двигателя с полной нагрузкой (P_a = 145 МПа; t_{upr} = 800 мкс), на рисунке 2 приведены графики временных зависимостей силы электрического тока, протекающего через обмотку электромагнита – $I_{el} = f(t)$; перемещения иглы – $z_i = f(t)$ и якоря электромагнита – $z_u = f(t)$; расхода топлива через сопловые отверстия распылителя *ЭГФ* в камеру сгорания ДВС – $Q_c = f(t)$ (дифференциальная характеристика впрыска); объёма топлива, поступившего из распылителя в камеру сгорания – $q_c = f(t)$ (интегральная характеристика впрыска); на рисунке 3 представлены графики временных зависимостей расхода топлива через зазоры сопряжений «направляющая часть иглы – корпус распылителя» – $Q_{uti} = f(t)$, «плунжер мультипликатора – втулка» – $Q_{utp} = f(t)$; на рисунке 4 показаны графики зависимостей расхода топлива в сливную магистраль – $Q_0 = f(t)$; расхода топлива через дроссельное отверстие для подачи топлива в управляющую полость – $Q_{az} = f(t)$; расхода топлива из аккумулятора в подигольную полость – $Q_{af} = f(t)$; общего расхода на входе в ЭГФ – $Q_{a\Sigma} = f(t)$ от времени.

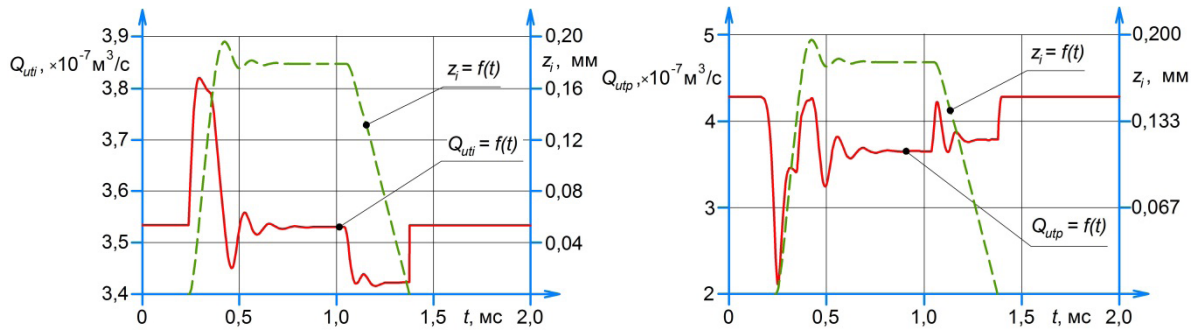


а *б*

Рисунок 2 – Графики временных зависимостей:
а – силы электрического тока; перемещения иглы и якоря электромагнита;
б – дифференциальная и интегральная характеристика впрыска топлива
Источник: составлено автором.

Figure 2 –Graphs of time dependencies: a) the strength of the electric current; movement of the needle and armature of the electromagnet; b) differential and integral characteristics of fuel injection
Source: compiled by the author.

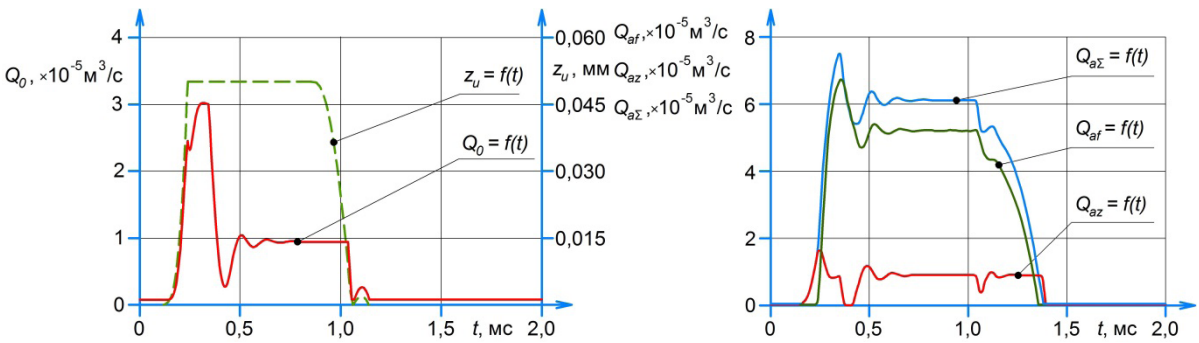
© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal



а *б*

Рисунок 3 – Графики временных зависимостей перемещения иглы и расхода топлива через зазоры сопряжений: а – «направляющая часть иглы-корпуса распылителя»; б – «плунжер мультипликатора – втулка»
Источник: составлено автором.

Figure 3 –Graphs of the time dependencies of the movement of the needle a) and fuel consumption through the gaps of the interfaces: 'guiding part of the needle-spray body'; b) 'plunger multiplier – sleeve'
Source: compiled by the author.



а *б*

Рисунок 4 – Графики временных зависимостей: а – перемещения якоря электромагнита и расхода топлива в сливную магистраль; б – расхода топлива через дроссельное отверстие для подачи топлива в управляющую полость; расхода топлива из аккумулятора в подигольную полость; общего расхода на входе в форсунку
Источник: составлено автором.

Figure 4 – Graphs of time dependencies a) movement of the armature of the electromagnet and fuel consumption in the drain line; b) fuel flow through the throttle opening for supplying fuel to the control cavity; fuel consumption from the accumulator into the under-needle cavity; total flow rate at the nozzle inlet
Source: compiled by the author.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Таблица 1

Сравнение расчётных значений цикловых подач для разных режимов работы двигателя со значениями из тест-плана

Источник: составлено автором.

Table 1

Comparison of the calculated values of cyclic feeds in different modes of engine operation with the values from the test plan

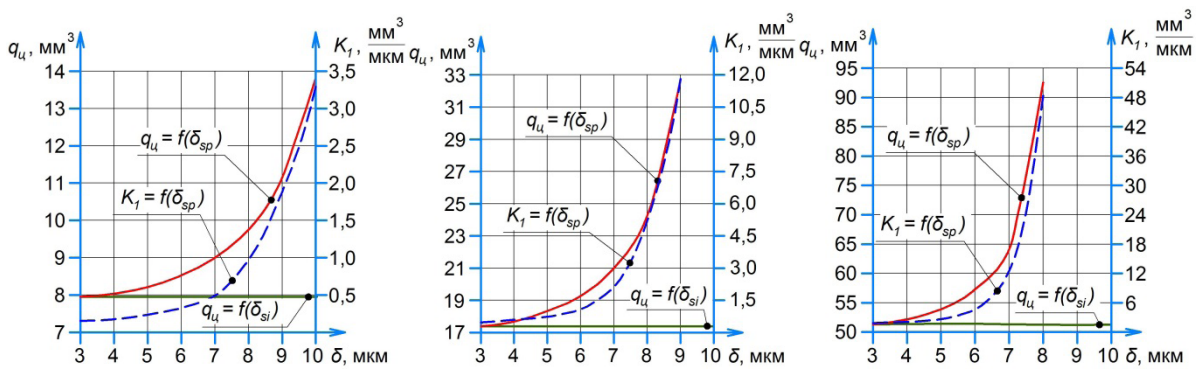
Source: compiled by the author.

Режим работы двигателя	Давление в топливном аккумуляторе – P_a, МПа	Продолжительность управляющего импульса – t_{upr}, мкс	Величина цикловой подачи – $q_ц$, мм^3	
	согласно тест-плану		Согласно тест-плану	Расчётное значение
1. Холостой ход	30	695	4,6±3,5	7,9
2. Частичная нагрузка	60	630	12,8±4,8	17,4
3. Полная нагрузка	145	800	52,4±8	51,4

В таблице 1 приведены результаты сравнения расчётных значений цикловых подач ЭГФ без дефектов для разных режимов работы двигателя со значениями из тест-плана фирмы BOSCH.

Из таблицы 1 видно, что расчётные значения цикловых подач ЭГФ для всех режимов работы ДВС находятся в допустимых пределах.

На рисунке 5 приведены графики полученных зависимостей величины цикловой подачи топлива и чувствительности данного диагностического параметра от величины зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора –втулка» для режимов работы ДВС: холостой ход, частичные нагрузки, полная нагрузка.



а *б* *в*

Рисунок 5 – Графики зависимостей величины цикловой подачи и чувствительности диагностического параметра от величины зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка»:
а – режим холостого хода; б – режим частичных нагрузок; в – режим полной нагрузки

Источник: составлено автором.

Figure 5 – Graphs of the dependencies of the value of the cyclic feed and the sensitivity of the diagnostic parameter on the size of the gap in 'guiding part of the needle – sprayer body', 'plunger multiplier – bushing' interfaces: a) idle mode; b) partial load mode; c) full load mode

Source: compiled by the author.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile and Highway Industry Journal

Из полученных результатов видно, что изменение зазора в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя» в заданном диапазоне на всех рассмотренных режимах работы ДВС практически не влияет на величину цикловой подачи топлива ЭГФ.

С увеличением зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС происходит увеличение цикловой подачи топлива ЭГФ, также возрастает и чувствительность данного диагностического параметра. Зависимости $q_ц = f(\delta_{sp})$, $К_1 = f(\delta_{sp})$ нелинейные, с увеличением зазора происходит существенное возрастание темпов роста цикловой подачи и чувствительности. Во всем рассматриваемом диапазоне изменения зазора наибольшая чувствительность диагностического параметра соответствует режиму полной нагрузки.

На рисунке 6 представлены графики полученных зависимостей величины цикловой подачи топлива и чувствительности данного диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана для разных режимов работы ДВС.

Из графиков видно, что с увеличением величины неплотности управляющего клапана на всех режимах работы ДВС происходит увеличение цикловой подачи топлива ЭГФ и чувствительности данного диагностического параметра. Зависимость $q_ц = f(s)$ нелинейная, с увеличением величины неплотности управляющего клапана интенсивность роста цикловой подачи повышается. Во всем диапазоне варьирования величины неплотности наибольшая чувствительность диагностического параметра соответствует режиму полной нагрузки.

На рисунке 7 приведены графики полученных зависимостей величины среднего расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности данного диагностического параметра от величины зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя», «плунжер мультипликатора – втулка» для разных режимов работы ДВС.

Из графиков видно, что с увеличением зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя» и «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС происходит увеличение среднего расхода топлива ЭГФ в сливную магистраль, также растёт и чувствительность данного диагностического параметра. Зависимости нелинейные, с увеличением величин зазоров темпы роста среднего расхода топлива в сливную магистраль возрастают. При переходе от режима холостого хода к режиму полной нагрузки чувствительность диагностического параметра возрастает во всем заданном диапазоне изменения зазоров.

На рисунке 8 представлены графики полученных зависимостей величины среднего расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности данного диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана для разных режимов работы ДВС.

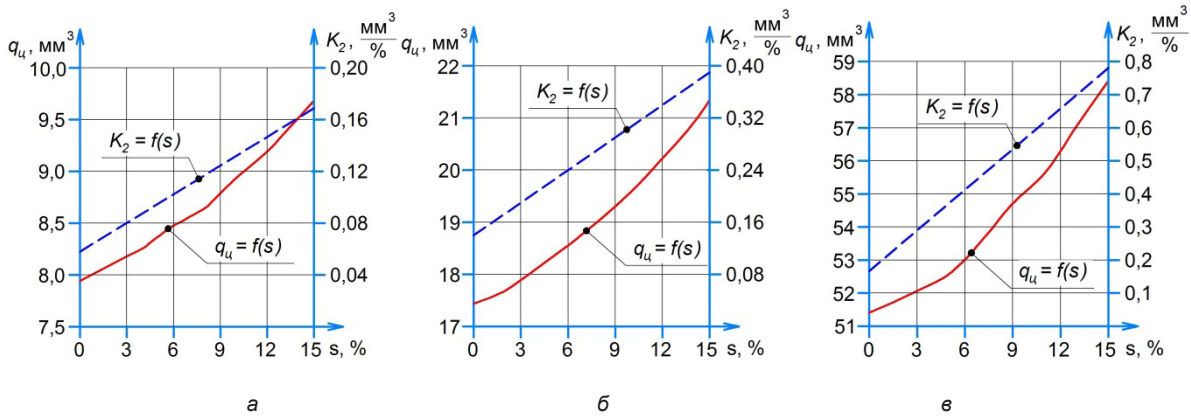
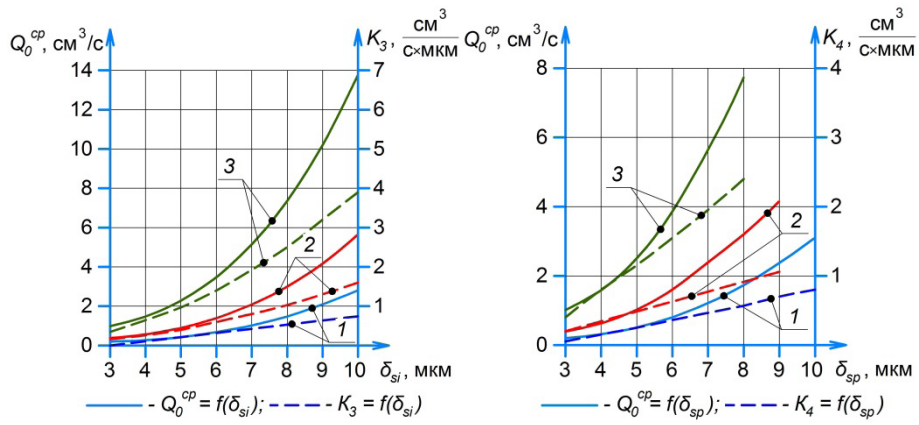


Рисунок 6 – Графики зависимостей величины цикловой подачи и чувствительности диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана: а – режим холостого хода; б – режим частичных нагрузок; в – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 6 – Graphs of dependencies of the value of the cyclic feed and the sensitivity of the diagnostic parameter on the value of leakage of the control valve: a) idle mode; b) partial load mode; c) full load mode
Source: compiled by the author.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal



а *б*

Рисунок 7 – Графики зависимостей величины расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности диагностического параметра от величины:
а – зазора в сопряжениях «направляющая часть иглы – корпус распылителя»;
б – зазора «плунжер мультипликатора – втулка»;
1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 7 – Graphs of the dependencies of the value of fuel consumption in the drain line and the sensitivity of the diagnostic parameter on the value of:
a) the gap in 'the guide part of the needle - the body of the atomizer' interfaces;
b) 'plunger multiplier – bushing' gap.
1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

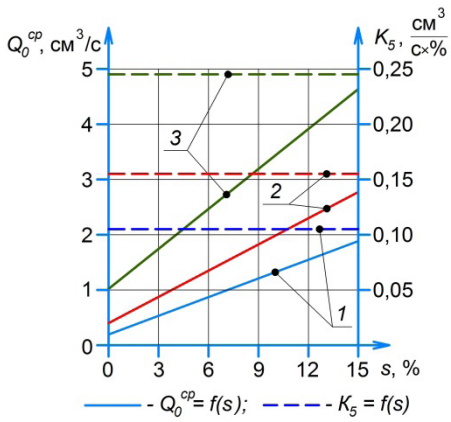


Рисунок 8 – График зависимостей величины расхода топлива в сливную магистраль и чувствительности диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана:
1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 8 – Graph of the dependencies of the fuel flow rate in the drain line and the sensitivity of the diagnostic parameter on the leakage value of the control valve:
1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

Из полученных результатов видно, что с увеличением величины неплотности управляющего клапана на всех режимах работы ДВС происходит увеличение среднего расхода ЭГФ в сливную магистраль. Чувствительность данного диагностического параметра практически не изменяется во всём рассматриваемом диапазоне варьирования величины неплотности. Наибольшая чувствительность диагностического параметра соответствует режиму полной нагрузки.

Как показывают расчётные исследования, изменение зазора в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя» в заданном диапазоне практически не влияет на величину задержки начала подъёма иглы, на продолжительность подъёма и посадки иглы, на продолжительность впрыска.

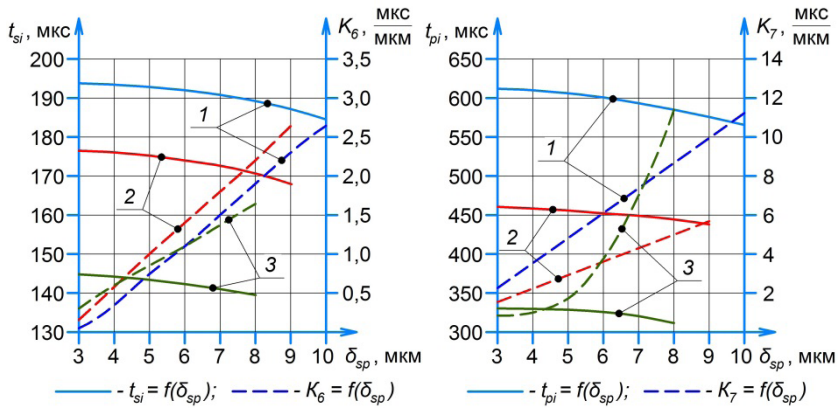
На рисунке 9 приведены графики полученных зависимостей величины задержки начала подъёма иглы, продолжительности подъёма иглы и чувствительности данных диагностических параметров от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» для разных режимов работы ДВС.

Из графиков (рисунок 9, а) видно, что с увеличением величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС величина задержки начала подъёма иглы уменьшается, при этом чувствительность данного диагностического параметра возрастает.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile and Highway Industry Journal

При увеличении зазора более чем $\delta_{sp} \approx 4$ мкм наибольшая чувствительность будет соответствовать режиму частичных нагрузок.

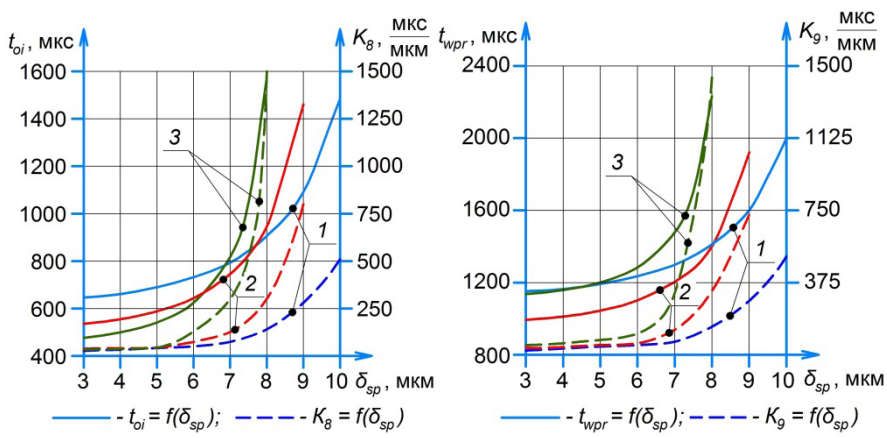
С увеличением величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС продолжительность подъёма иглы уменьшается (рисунок 9, б), чувствительность данного диагностического параметра возрастает. При увеличении зазора чувствительность на режимах холостого хода и частичных нагрузок возрастает практически линейно. Зависимость $K_7 = f(\delta_{sp})$ на режиме полной мощности нелинейная, интенсивность роста чувствительности возрастает при увеличении величины зазора.



а б

Рисунок 9 – Графики зависимостей: а – величины задержки начала подъёма иглы и чувствительности диагностического параметра; б – продолжительности подъёма иглы и чувствительности диагностического параметра от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка»;1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 9 – Graphs of dependencies: a) the value of the delay in the beginning of the rise of the needle and the sensitivity of the diagnostic parameter; b) the duration of the needle lift and the sensitivity of the diagnostic parameter on the size of the gap in the 'plunger-multiplier-sleeve' interface. 1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.



а б

Рисунок 10 – Графики зависимостей: а – продолжительности посадки иглы и чувствительности диагностического параметра; б – продолжительности впрыска и чувствительности диагностического параметра от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатор – втулка»; 1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 10 – Graphs of dependencies: a) the duration of the needle landing and the sensitivity of the diagnostic parameter; b) the duration of injection and the sensitivity of the diagnostic parameter on the size of the gap in the 'plunger multiplier – bushing' interface. 1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

При увеличении зазора до определённого значения (δ_{sp}≈ 7,2 мкм) наибольшей чувствительностью диагностический параметр будет обладать на режиме холостого хода, при дальнейшем увеличении зазора наибольшая чувствительность будет соответствовать режиму полной нагрузки.

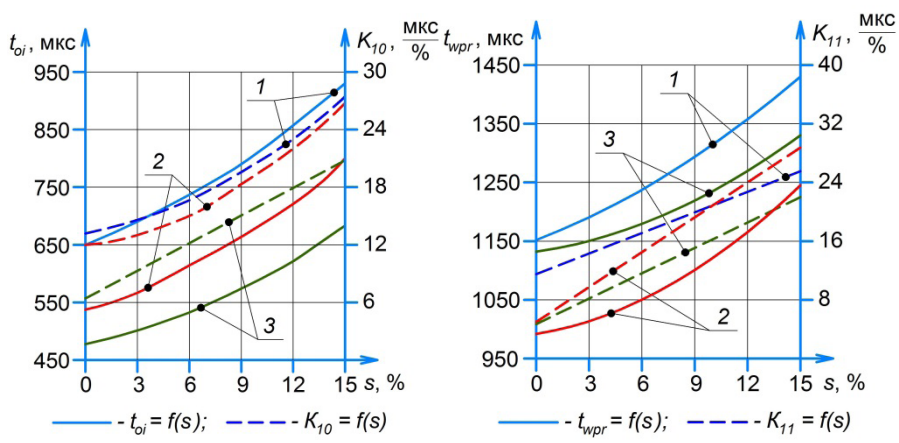
На рисунке 10 приведены графики полученных зависимостей продолжительности посадки иглы, продолжительности впрыска и чувствительности данных диагностических параметров от величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» для разных режимов работы ДВС.

Из полученных результатов видно, что с увеличением величины зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» на всех режимах работы ДВС продолжительность посадки иглы и продолжительность впрыска значительно возрастают, также растёт чувствительность данных диагностического параметра. Зависимости $t_{oi} = f(\delta_{sp})$; $t_{wpr} = f(\delta_{sp})$ нелинейные, с увеличением зазора происходит возрастание темпов роста продолжительности посадки иглы и продолжительность впрыска. Во всем рассматриваемом диапазоне изменения зазора наибольшая чувствительность диагностических параметров соответствует режиму полной нагрузки.

В результате проведённых расчётных исследований выявлено, что величина задержки начала подъёма иглы и продолжительность подъёма иглы в заданном диапазоне изменения величины неплотности управляющего клапана практически не изменяются на всех рассмотренных режимах работы ДВС.

На рисунке 11 приведены графики полученных зависимостей продолжительности посадки иглы, продолжительности впрыска и чувствительности данных диагностических параметров от величины неплотности управляющего клапана для разных режимов работы ДВС.

Из графиков видно, что продолжительность посадки иглы и продолжительность впрыска существенно возрастают с увеличением величины неплотности управляющего клапана, также растёт чувствительность данных диагностических параметров. Зависимости $t_{oi} = f(s)$; $t_{wpr} = f(s)$ нелинейные, с ростом величины неплотности интенсивность увеличения продолжительности посадки иглы и продолжительности впрыска увеличивается. На режимах холостого хода и частичных нагрузок зависимости $K_{10} = f(s)$ нелинейные, с увеличением величины неплотности управляющего клапана возрастает темп роста чувствительности.



а *б*

Рисунок 11 – Графики зависимостей: а – продолжительности посадки иглы и чувствительности диагностического параметра; б – продолжительности впрыска и чувствительности диагностического параметра от величины неплотности управляющего клапана; 1 – режим холостого хода; 2 – режим частичных нагрузок; 3 – режим полной нагрузки
Источник: составлено автором.

Figure 11 – Graphs of dependencies: a) the duration of the needle landing and the sensitivity of the diagnostic parameter; b) the duration of injection and the sensitivity of the diagnostic parameter on the value of leakage of the control valve. 1 – idle mode; 2 – mode of partial loads; 3 – full load mode
Source: compiled by the author.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile and Highway Industry Journal

Во всем заданном диапазоне варьирования величины неплотности наибольшая чувствительность диагностического параметра – продолжительность посадки иглы будет соответствовать режиму холостого хода (рисунок 11, а). Чувствительность диагностического параметра – продолжительность впрыска при увеличении величины неплотности до определённого значения ($s \approx 10\%$) будет наибольшей на режиме холостого хода, при дальнейшем росте неплотности максимальная чувствительность будет соответствовать режиму частичной нагрузки (рисунок 11, б).

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты проведенного исследования позволяют утверждать, что характер зависимостей отдельных диагностических параметров от рассмотренных структурных параметров ЭГФ одинаков для всех заданных режимов работы ДВС.

Влияние изменения рассмотренных структурных параметров ЭГФ в заданном диапазоне на диагностические параметры и их чувствительность отражено в таблице 2.

Таблица 2

Влияние изменения структурных параметров форсунки на диагностические параметры и их чувствительность

Источник: составлено автором.

Table 2

Influence of changes in injector structural parameters on diagnostic parameters and their sensitivity

Source: compiled by the author.

Наименование диагностического параметра	Наименование структурного параметра		
	Зазор в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя», δ_{si}, мкм	Зазор в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка», δ_{sp}, мкм	Неплотность управляющего клапана, s, %
Величина цикловой подачи, $q_ц$, мм^3	$q_ц = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$q_ц = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость; $K_1 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$q_ц = f(s)$ – прямая зависимость; $K_2 = f(s)$ – прямая зависимость
Средний расход топлива в сливную магистраль, Q_0^{cp}, см^3/с	$Q_0^{cp} = f(\delta_{si})$ – прямая зависимость; $K_3 = f(\delta_{si})$ – прямая зависимость	$Q_0^{cp} = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость $ $K_4 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$Q_0^{cp} = f(s)$ – прямая зависимость; $K_5 = f(s)$ – практически не влияет
Величина задержки начала подъёма иглы, t_{si}, мкс	$t_{si} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{si} = f(\delta_{sp})$ – обратная зависимость; $K_6 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{si} = f(s)$ – практически не влияет
Продолжительность подъёма иглы, t_{pi}, мкс	$t_{pi} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{pi} = f(\delta_{sp})$ – обратная зависимость; $K_7 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{pi} = f(s)$ – практически не влияет
Продолжительность посадки иглы, t_{oi}, мкс	$t_{oi} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{oi} = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость; $K_8 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{oi} = f(s)$ – прямая зависимость; $K_{10} = f(s)$ – прямая зависимость
Продолжительность впрыска, t_{wpr}, мкс	$t_{wpr} = f(\delta_{si})$ – практически не влияет	$t_{wpr} = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость; $K_9 = f(\delta_{sp})$ – прямая зависимость	$t_{wpr} = f(s)$ – прямая зависимость; $K_{11} = f(s)$ – прямая зависимость

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Из таблицы 2 видно, что изменение по отдельности каждого из рассмотренных структурных параметров отражается на изменении определённых диагностических параметров из всей заданной совокупности. При изменении зазора в сопряжении «направляющая часть иглы – корпус распылителя» значимо изменяется только средний расход топлива в сливную магистраль. В случае изменения зазора в сопряжении «плунжер мультипликатора – втулка» происходит изменение всех диагностических параметров. При изменении величины неплотности управляющего клапана значимо изменяются только величина цикловой подачи, величина среднего расхода топлива в сливную магистраль, продолжительность посадки иглы и продолжительность впрыска. Анализ изменения диагностических параметров из заданной совокупности позволит определить следствием изменения какого структурного параметра это является.

Чувствительность диагностических параметров увеличивается с возрастанием значений структурных параметров за исключением среднего расхода в сливную магистраль при изменении величины неплотности управляющего клапана, в данном случае чувствительность практически постоянна. Следует отметить, что чувствительность рассмотренных диагностических параметров также зависит и от режима работы ДВС.

В результате проведенного исследования выявлены отличия изменения совокупности диагностических параметров при изменении отдельных структурных параметров. Полученная информация будет полезна при совершенствовании существующих и разработке новых методик диагностирования ЭГФ, позволяющих не только определять их общее техническое состояние, но и выявлять конкретные дефекты.

В данной работе исследование влияния структурных параметров на диагностические параметры проводилось последовательно при варьировании одного из структурных параметров и фиксированных значениях других, соответствующих исправному состоянию ЭГФ. В будущих исследованиях целесообразно определить влияние на диагностические параметры одновременного изменения нескольких структурных параметров, также планируется расширить номенклатуру рассматриваемых структурных и диагностических параметров.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Живлюк Г. Е. Состояние и перспективы совершенствования систем топливоподачи Common Rail / Г. Е. Живлюк, А. П. Петров // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. 2016. № 1 (35). С. 108-123.

2. Payri F., Luján J., Guardiola C., Rizzoni G. Injection diagnosis through common-rail pressure measurement. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-journal of Automobile Engineering, 2006, vol. 220, pp. 347-357. DOI: 10.1243/09544070JAUTO34.

3. Ignaciuk P., Gil L. Damages to injectors in diesel engines. Advances in Science and Technology Research Journal, 2014, vol. 8, no. 21, pp. 58-61. DOI: 10.12913/22998624.1091880.

4. Chomik Z., Lagowski P. The analysis of mechanical damage of Common Rail injectors. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering. 2019. vol. 64 (1). pp. 13-20.

5. Krivtsov S. N., Yakimov I. V., Ozornin S. P. Numerical analysis and experimental studies on solenoid common rail diesel injector with worn control valve. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment. 2018. vol. 327 (4). pp. 042057. DOI:10.1088/1757-899X/327/4/042057.

6. Yakimov I. V., Krivtsov S. N., Potapov A.S., Svirbutovich O.A. Fuel flow and pressure in common return line as a diagnostic parameter of electro-hydraulic injectors technical state. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. vol. 632. pp. 012085. DOI:10.1088/1757-899X/632/1/012058.

7. Stoeck T. Analytical methodology for testing common rail fuel injectors in problematic cases. Diagnostyka, 2021, vol. 22 (3). pp. 47-52. https://doi.org/10.29354/diag/135999.

8. Stoeck T., Osipowicz T., Abramek KF. Methodology for the repair of Denso Common Rail solenoid injectors. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability. 2014. vol. 16 (2). pp. 270–275.

9. Osipowicz T., Abramek **K**. Diagnosing methods common rail fuel injectors. Combustion Engines. 2017. vol. 168 (1). pp. 56-61. DOI:10.19206/CE-2017-109.

10. Сенин П. В. Диагностика форсунок топливной системы Common rail / П. В. Сенин, Д. А. Галин // Нива Поволжья. 2016. № 4 (41). С. 113-120.

11. Stoeck T. Application of the experimental design technique in fuel dose adjustment of common rail injector. Combustion Engines. 2019. vol. 179 (4). pp. 210-215. DOI: 10.19206/CE-2019-435.

12. Osipowicz T., Kowalek S. Evaluation of Modern Diesel Engine Fuel Injectors. Teka. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2014. vol. 14 (3). pp. 83-88.

13. Kneba Z., Straszak P., Jakobczyk K. The effectiveness of fault detection in Common Rail injectors examination methods. Combustion Engines. 2017. vol. 170 (3). pp. 49-56. DOI: 10.19206/CE-2017-308.

14. Stoeck T. Methodology of testing common rail fuel injectors witch the use of Gauss`s formulas.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

Combustion Engines. 2021. vol. 184 (1). pp. 11-15. DOI: 10.19206/CE-133505.

15. Busz W., Walaszyk A. Optimize the testing process common rail fuel injectors. Combustion Engines. 2015. vol. 162 (3). pp. 978-981.

16. Osipowicz T., Diagnosing Common Rail fuel injectors using fuel micro-doses. Teka. Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. 2015. vol. 15. no. 1. pp. 61-64.

17. Osipowicz T., Abramek K. Stoeck T. Testing of modern common rail fuel injectors. Combustion Engines. 2015. vol. 162 (3). pp. 688-694.

18. Жигадло А. П. Теоретические исследования и техническое обслуживание форсунок с электрогидравлическим управлением / А. П. Жигадло, Ю. П. Макушев // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т. 19 (6). С. 842-857. https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-6-842-857.

19. Макушев Ю. П. Методика диагностики топливной аппаратуры дизеля по изменению давления на входе в форсунку и движения иглы / Ю. П. Макушев, А. В. Филатов, Л. Ю. Михайлова // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2012. Т. 1. С. 347-354.

20. Неговора А. В. Модуль для поэлементного диагностирования топливоподающей системы дизелей / А. В. Неговора, А. А. Козеев, М. М. Габдрахимов, У. А. Махиянов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2010. № 3. С. 13-14.

21. Астахов И. В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян, Л. Н. Голубков. Москва: Машиностроение, 1971. 359 с.

22. Абаляев А. Ю. Математическая модель гидродинамических процессов в электрогидравлической форсунке / А. Ю. Абаляев, А. А. Пигарина // Двигателестроение. 2000. №1. С. 13-14.

23. Драган, Ю. Е. Анализ исследований гидродинамических процессов в электрогидравлических форсунках дизелей / Ю. Е. Драган // Двигатели внутреннего сгорания. 2012. № 1. С. 3-7.

REFERENCES

1. Zhivlyuk G. E., Petrov A. P. Status and prospects for improving Common Rail fuel supply systems. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S. O. Makarova*. 2016; 1 (35): 108-123. (In Russ.)

2. Payri F., Luján J., Guardiola C., Rizzoni G. Injection diagnosis through common-rail pressure measurement. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D-journal of Automobile Engineering*. 2006; 220: 347-357. DOI: 10.1243/09544070JAUTO34.

3. Ignaciuk P., Gil L. Damages to injectors in diesel engines. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2014; 8, no. 21: 58-61. DOI: 10.12913/22998624.1091880.

4. Chomik Z., Lagowski P. The analysis of mechanical damage of Common Rail injectors. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2019; 64 (1): 13-20.

5. Krivtsov S. N., Yakimov I. V., Ozornin S. P. Numerical analysis and experimental studies on solenoid common rail diesel injector with worn control valve. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Processing Equipment, Mechanical Engineering Processes and Metals Treatment*. 2018; 327 (4): 042057. DOI:10.1088/1757-899X/327/4/042057.

6. Yakimov I. V., Krivtsov S. N., Potapov A. S., Svirbutovich O. A. Fuel flow and pressure in common return line as a diagnostic parameter of electro-hydraulic injectors technical state. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019; 632: 012085. DOI:10.1088/1757-899X/632/1/012058.

7. Stoeck T. Analytical methodology for testing common rail fuel injectors in problematic cases. *Diagnostyka*. 2021; 22 (3): 47-52. https://doi.org/10.29354/diag/135999.

8. Stoeck T., Osipowicz T., Abramek KF. Methodology for the repair of Denso Common Rail solenoid injectors. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. 2014; 16 (2): 270–275.

9. Osipowicz T., Abramek **K**. Diagnosing methods common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2017; vol. 168 (1): 56-61. DOI:10.19206/CE-2017-109.

10. Senin P. V., Galin D. A. Common rail fuel injector diagnostics. *Niva Povolzh'ya*, 2016; vol. 4 (41): 113-120. (In Russ.)

11. Stoeck T. Application of the experimental design technique in fuel dose adjustment of common rail injector. *Combustion Engines*. 2019; vol. 179 (4): 210-215. DOI: 10.19206/CE-2019-435.

12. Osipowicz T., Kowalek S. Evaluation of Modern Diesel Engine Fuel Injectors. Teka. *Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2014; vol. 14 (3): 83-88.

13. Kneba Z., Straszak P., Jakobczyk K. The effectiveness of fault detection in Common Rail injectors examination methods. *Combustion Engines*; 2017, vol. 170 (3): 49-56. DOI: 10.19206/CE-2017-308.

14. Stoeck T. Methodology of testing common rail fuel injectors witch the use of Gauss`s formulas. *Combustion Engines*. 2021; vol. 184 (1): 11-15. DOI: 10.19206/CE-133505.

15. Busz W., Walaszyk A. Optimize the testing process common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2015; vol. 162 (3): 978-981.

16. Osipowicz T., Diagnosing Common Rail fuel injectors using fuel micro-doses. *Teka. Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa.* 2015; 15, no. 1: 61-64.

17. Osipowicz T., Abramek K. Stoeck T. Testing of modern common rail fuel injectors. *Combustion Engines*. 2015; 162 (3): 688-694.

18. Zhigadlo A.P., Makushev Yu.P. Theoretical research and maintenance of electro hydraulically controlled injectors. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022; 19 (6): 842-857. (In Russ.) https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-6-842-857.

19. Makushev Yu. P., Filatov A. V., Mihajlova L. Yu. Method for diagnosing diesel fuel equipment by

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal

changing the pressure at the inlet to the nozzle and the movement of the needle. *Modernizaciya i nauchnye issledovaniya v transportnom komplekse*. 2012; 1: 347-354. (In Russ.)

20. Negovora A. V., Kozeev A. A., Gabdrahimov M. M., Mahiyanov U. A. Module for element-by-element diagnostics of diesel fuel supply system. *Mekhanizaciya i elektrifikaciya sel'skogo hozyajstva*. 2010; 3: 13-14. (In Russ.)

21. Astahov I. V., Trusov V. I., Hachiyan A. S., Golubkov L. N. *Podacha i raspylivanie topliva v dizelyah* [Fuel supply and spraying in diesel engines]. Moscow, Mechanical engineering, 1971: 359.

22. Abalyaev A. Yu., Pigarina A. A. Mathematical model of hydrodynamic processes in an electrohydraulic nozzle. *Dvigatelestroenie*. 2000; 1: 13-14. (In Russ.)

23. Dragan Yu. E. Analysis of studies of hydrodynamic processes in electro-hydraulic nozzles of diesel engines. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. 2012; 1: 3-7. (In Russ.)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Журавский Борис Викторович – старший преподаватель кафедры «Автомобильный транспорт», SPIN-код: 9160-2781.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Boris V. Zhuravsky – Senior lecturer of the Automobile Transport Department, SPIN-код: 9160-2781.

© 2004–2023 Вестник СибАДИ
The Russian Automobile
and Highway Industry Journal