

позволяє розвинути і практично використовувати одну з первонаочальних ідей принципа агрегації, заключаючоїся в багаторазовій функціональній і технологічній зворотності елементної бази. Агрегація залишається одним з ефективних і надійних принципів створення високопродуктивного технологічного обладнання, і не тільки спеціального.

Висновки

1. Розроблена методика розрахунку точності агрегатного станка, побудована на аналізі про-

странственої схеми розташування збірко-вих вузлів і точності виготовлення і взаємного розташування окремих монтуваних елементів.

2. В цілому пропонувані методи отримання базових отворів для установки вузлів і елементів на станині в сукупності з методами розрахунку точності розмірів монтуваних елементів і збірки позицій обробки забезпечують необхідну геометричну точність агрегатних станків, піддаваних реінженірингу.

В роботі досліджено технологічне забезпечення реінженіринга спеціального металорежущого обладнання механічної обробки з допомогою просторових розмірних ланцюгів.

In work the technological providing of reengineering of the special metal-cutting equipment of tooling is probed by spatial size chains.

Дата надходження в редакцію: 13.05.2012. р.

Рецензент: д.т.н., професор Тарельник В.Б.

УДК 631.17:621.31

ВПЛИВ ЗАБІРНОГО ОБ'ЄМУ ДАТЧИКА ТИСКУ НА ДОСТОВІРНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ

О.М. Іванов, викладач, Полтавська державна аграрна академія

В.М. Зубко, к.т.н., доц., Сумський національний аграрний університет

Розглянуто проблему застосування датчиків тисків з забірним об'ємом для дослідження гідродинамічних процесів паливних систем дизеля. Дослідження проводились розрахунковим шляхом із застосуванням складеної гідродинамічної моделі системи паливоподачі з використанням теорії гідравлічного удару Н.Є Жуковського. Приведені результати аналітичних розрахунків засвідчили про негативний вплив даного типу датчиків на протікання процесу подачі палива, що значним чином спотворює основні гідродинамічні характеристики та параметри процесу впорскування палива.

Постановка проблеми в загальному вигляді.

Запорукою суворого дотримання чистоти експериментальних досліджень та високої достовірності отриманих результатів є належне планування дослідником послідовності своїх дій у відповідності до регламентних норм та правил, що окреслюють чіткі рамки у виконанні певних процедур і висувають певні обмежувальні вимоги до застосування та використання контрольно-вимірювального обладнання, особливо до їх сенсорних складових.

Гідродинамічний процес паливоподачі характеризується значними амплітудними коливаннями величини тиску палива в паливоагнітальному тракті впродовж незначного проміжку часу, який може сягати тисячних часток секунди. Зважаючи на такі особливості протікання процесу подачі палива, вірний підхід до вибору необхідного датчика тиску, техніко-функціональні характеристики якого повинні узгоджуватися з властивостями дослідного процесу, є головною запорукою отримання достовірних результатів досліджень.

У переважній своїй кількості засоби для реєстрації швидкоплинного гідравлічного тиску монтуються безпосередньо в паливоагнітальну ма-

гістраль паливної системи. При цьому наявність в більшості датчиків спеціального забірної об'єму вносить певні зміни у процес подачі палива та спотворює дійсний характер його протікання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.

В практиці дослідження процесу паливоподачі використовують різні способи вимірювання тисків. Найбільш часто використовують п'єзоелектричні датчики [1,2] та датчики з тензометричними перетворювачами [2].

Найбільш прийнятними для реєстрації тиску палива вважають використання тензодатчиків, котрі з високою ступеню точності забезпечують реєстрацію динамічних параметрів, що є складовими процесу паливоподачі. Важливою особливістю використання тензодатчиків є можливість вважати їх спільною роботою з електронною апаратурою без динамічного тарування усієї вимірювальної системи.

Для вимірювання тиску впорскування палива можна використовувати п'єзоелектричні датчики. Частотні параметри цих датчиків дозволяють з високою точністю реєструвати зміну тиску в швидкоплинних гідродинамічних процесах.

Формулювання цілей статті (постановка

завдання). Мета досліджень – на основі аналітичних розрахунків простежити вплив забірною об'єму датчика тиску на характер формування та зміну основних параметрів гідродинамічного процесу подачі палива.

Матеріали та методи досліджень.

Відповідно до мети процес дослідження будемо проводити з використанням найбільш розповсюдженої гідродинамічної теорії впорскування, запропонованою професором І.В. Астаховим. Відповідно до даної теорії процес паливоподачі розглядають як короткочасний одиничний імпульс, що виникнув у вхідному перерізі нагнітального трубопроводу в результаті виштовхування палива плунжером насоса з надплунжерного об'єму. При цьому в нагнітальному трубопроводі виникає неусталений рух стискуємого палива, при якому від насоса до форсунки розповсюджується пряма хвиля тиску з місцевою швидкістю звуку.

При цьому математичне моделювання розповсюдження хвиль тисків в нагнітальному трубопроводі засноване на теорії гідравлічного удару Н.Є. Жуковського, відповідно до якого рівняння руху хвиль тисків можна описати наступною системою рівнянь

$$\begin{cases} p - p_3 = F\left(t - \frac{x}{a}\right) - W\left(t + \frac{x}{a}\right); \\ c - c_3 = \frac{1}{a\rho} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) + W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]. \end{cases} \quad (1)$$

де p, c – тиск та швидкість потоку палива у трубопроводі;

p_3, c_3 – залишковий тиск та швидкість паливопотоку в трубопроводі на початку нового процесу впорскування;

a – швидкість звуку;

ρ – густина середовища;

$F(t), W(t)$ – пряма та зворотна хвиля руху.

Основною відмінністю системи паливоподачі з датчиком тиском є наявність в нагнітальній паливній магістралі додаткового паливного об'єму. З врахуванням впливу цього об'єму на процес паливоподачі, цей процес можна окремо розглядати в двох контурах нагнітальної магістралі. При

цьому в якості межі розділу нагнітальної магістралі виступає датчик тиску з додатковим об'ємом.

Таким чином, при проведенні математичного моделювання руху імпульсу подачі від паливного насоса до форсунки виникає потреба у математичному описі розповсюдження хвиль тиску в обох контурах нагнітальної магістралі, з врахуванням впливу на процес їхнього формування та взаємоперетворення додаткового паливного об'єму.

Розглянемо перебіг процесу розповсюдження хвиль тиску в приведених вище ділянках нагнітальної магістралі, згідно розрахункової схеми на рис.1. Так, у вхідному перерізі першого контуру магістралі при виштовхуванні палива плунжером паливного насоса виникає неусталений рух палива, що є причиною утворення прямої хвилі F_1 . Внаслідок раптового розширення об'єму нагнітальної лінії в датчику, що є місцевим гідравлічним опором для паливного потоку, в першому контурі виникає зворотна хвиля W_1 , направлена протилежно основній хвилі F_1 . Хвиля W_1 , повертаючись до вхідного перерізу паливопроводу, змінює не лише тиск в об'ємі штуцера, але й впливає на зміну амплітуди прямої хвилі F_1 та швидкості витікання палива з даного перерізу.

У додатковому паливному об'ємі датчика при закритому пропускному каналі пряма хвиля F_1 викликає збільшення гідравлічного тиску, швидкість підвищення якого залежить від амплітуди прямої хвилі.

Надходження хвилі F_1 викликає інтенсивне збудження потоку палива за датчиком. В цьому перерізі виникає пряма хвиля F_2 , яка рухаючись по паливонагнітальному каналу потрапляє до паливного об'єму гідрокерованої форсунки, викликаючи в ньому підвищення тиску. В той же час, за рахунок раптового переходу від перерізу паливних каналів датчика до закритих отворів розпилювача виникає зворотна хвиля W_2 з амплітудою як в прямій хвилі F_2 . Дана хвиля рухається до об'єму датчика і впливає на закон зміни гідравлічного тиску в ньому, швидкості витікання палива з даного об'єму та характер формування прямої хвилі F_2 .

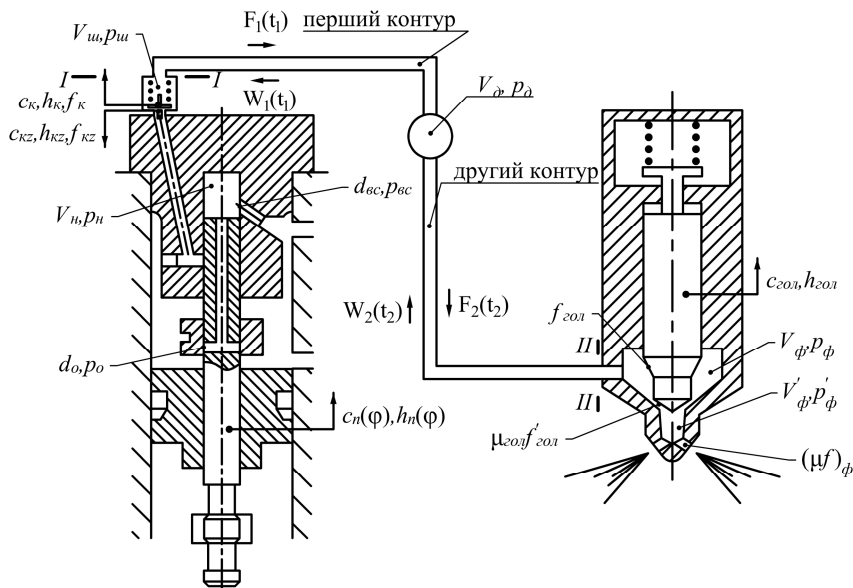


Рисунок 1 – Розрахункова схема системи паливоподачі з датчиком тиску.

У зв'язку з кінцевою швидкістю розповсюдження хвиль тиску у трубопроводі, систему рівнянь (1) можна записати окремо для вхідного (біля паливного насосу) та вихідного (біля форсунки) перерізу трубопроводу.

Для вхідного перерізу, при $x=0$

$$\begin{cases} \delta_i - \delta_\varphi = F_1(t) - W_1(t); \\ \tilde{n} - \tilde{n}_\varphi = \frac{1}{a\rho} [F_1(t) + W_1(t)], \end{cases} \quad (2)$$

де p_n – тиск палива у вхідному перерізі.

Для вихідного перерізу, при $x=L_2$:

$$\begin{cases} p_\phi - p_\varphi = F_2\left(t - \frac{L_2}{a}\right) - W_2\left(t + \frac{L_2}{a}\right); \\ c - c_\varphi = \frac{1}{a\rho} \left[F_2\left(t - \frac{L_2}{a}\right) + W_2\left(t + \frac{L_2}{a}\right) \right], \end{cases} \quad (3)$$

де L_2 – довжина трубопроводу, по якому розповсюджується імпульс подачі між вхідним та вихідним перерізом;

p_ϕ – тиск палива у вихідному перерізі (у форсунці).

Для побудови систем рівнянь руху хвиль тиску в паливнагнітальній магістралі проведемо сумісний розрахунок систем рівнянь (2) і (3), складених для відповідних перерізів нагнітальної магістралі (рис.1) біля паливного насосу, датчика та гідрокерованої форсунки.

Для перерізу на вході в датчик система рівнянь приймає вигляд:

$$\begin{cases} \delta_a - \delta_\varphi = F_1\left(t_1 - \frac{L_1}{a}\right) - W_1\left(t_1 + \frac{L_1}{a}\right); \\ \tilde{n}_{a\phi\phi} - \tilde{n}_\varphi = \frac{1}{a\rho} \left[F_1\left(t_1 - \frac{L_1}{a}\right) + W_1\left(t_1 + \frac{L_1}{a}\right) \right], \end{cases} \quad (4)$$

де p_d – поточна величина тиску у додатковому об'ємі датчика;

$\tilde{n}_{a\phi\phi}$ – швидкість паливопотoku у вхідному перерізі датчика.

Аналогічним чином складаємо систему рівнянь для перерізу на виході з датчик:

$$\begin{cases} p_d - p_\varphi = F_2(t_2) - W_2(t_2); \\ c_{\phi\phi} - c_\varphi = \frac{1}{a\rho} [F_2(t_2) + W_2(t_2)], \end{cases} \quad (5)$$

де $c_{\phi\phi}$ – швидкість паливопотoku в об'ємі датчика.

Характер зміни тиску в штуцері насосу p_n , в об'ємі датчика p_d і в об'ємі форсунки p_ϕ визначається за рівняннями граничних умов, складених для цих паливних об'ємів системи паливоподачі.

Рівняння граничних умов об'єднують в собі рівняння балансу палива в певному перерізі нагнітального трубопроводу та рівняння руху запірних органів паливної системи.

Порядок складення та форма узагальнених рівнянь граничних умов для вихідного перерізу паливного насосу та вхідного перерізу форсунки є достатньо відомими [3,4], тому обмежимося лише приведенням граничних умов для об'єму датчика тиску:

$$\alpha V_d \cdot \frac{dp_d}{dt} = f_t \cdot c_{\phi\phi} - f_m \cdot c_{\phi\phi}, \quad (6)$$

де V_d – паливний об'єм датчика тиску;

p_d – поточний тиск палива в паливному об'ємі датчика тиску.

Перша складова цього рівняння характеризує об'ємну кількість палива, що стискується в паливному об'ємі при дисбалансі кількості палива, яке надходить до об'єму (друга складова), та тим (третя складова), яке відводиться від нього.

Процес поетапного гідродинамічного розрахунку проводимо почергово для вхідного та вихідного перерізу нагнітального трубопроводу для кожного з представлених контурів з визначеною часовою періодичністю, яка еквівалентна часовому проміжку розповсюдження хвиль тиску від одного перерізу до іншого.

Для виявлення характеру впливу розміру паливного об'єму на зміну основних параметрів паливоподачі проведемо розрахункові дослідження на розробленій математичній моделі системи паливоподачі. Розрахунки проводились на частоті обертання 1050 хв^{-1} кулачкового валу ПНВТ при висоті положення органів дозування, що відповідало цикловій подачі $107 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Ступінь затяжки пружини форсунки відповідала тиску початку підйому голки розпилювача $17,5 \text{ МПа}$. Величина об'єму варіювалась від 0 до 208 мм^3 , при цьому максимальна величина об'єму була еквівалентна об'єму «кишень» розпилювача форсунки.

На рис.2 приведені характеристики зміни параметрів паливоподачі від величини паливного об'єму: циклової подачі q (а), тривалості впорскування $\varphi_{\text{тр}}$ (б), що виражена в кутах повороту кулачкового валу паливного насоса, середнього $p_{\text{в.сеп.}}$ (в) та максимального $p_{\text{в.мах}}$ (г) тиску впорскування, а також відображено зміну кута запізнення подачі $\varphi_{\text{зап}}$ (д) по відношенню до кута початку впорскування палива системи паливоподачі, що не містить у своїй паливнагнітальній лінії додаткового розширювального об'єму.

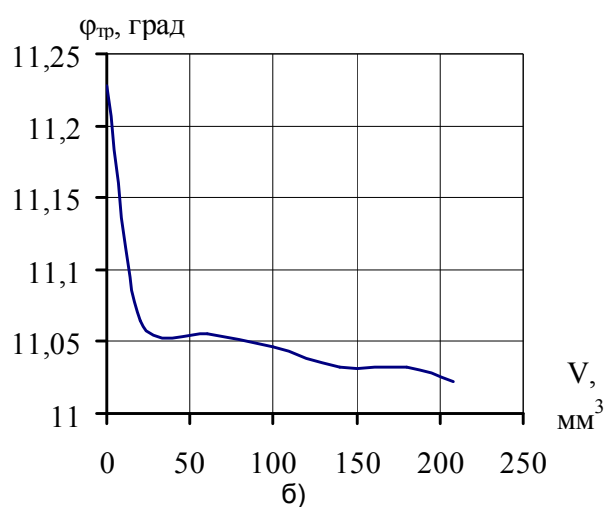
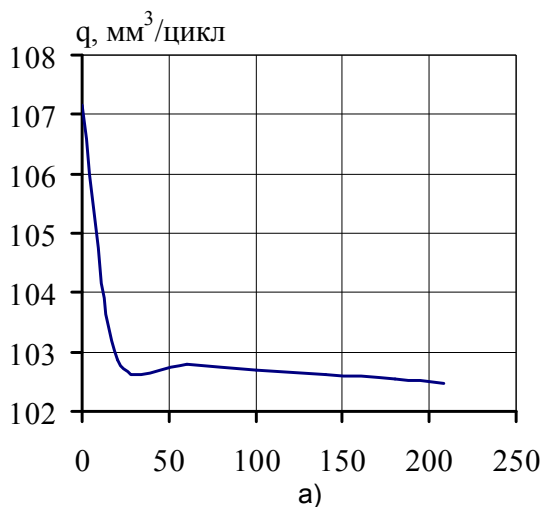
Як видно з графіку зміни циклової подачі (рис.2, а), то додатковий об'єм знижує кількість впорснутого палива майже на 5% при варіюванні його в заданих в розрахунках межах. Слід відмітити, що дана зміна має дві характерні ділянки: перша, що припадає на зміну об'єму від 0 до 23 мм^3 , характеризується значним спаданням циклової подачі до $4,5 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, друга – має

більш полого спадання і при збільшенні величини об'єму в 9 разів подача зменшилась всього лише на $0,3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ з місцевим її збільшення до $0,2 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при об'ємі 60 мм^3 . Зміна кількості подаваного форсункою палива визиває і скорочення тривалості його впорскування до $0,2^\circ$, про що свідчить залежність, зображена на рис.2,б. Форма представленої кривої співпадає з характером зміни циклової подачі.

Зменшення середнього значення тиску впорскування $p_{\text{вп.сеп.}}$, згідно рис.2,в, на $1,3 \text{ МПа}$ пояснюється зниженням загальної тривалості подачі за рахунок зменшення кількості впорснутого палива та спадаючою динамікою зростання тиску в форсунці, внаслідок втрати гідравлічного тиску у прямій хвилі в розширювальному об'ємі. При цьому, чим крутіше спадає крива циклової подачі, тим більший буде ступінь зменшення середнього тиску впорскування $p_{\text{вп.сеп.}}$. Починаючи з об'єму 23 мм^3 середній тиск має позитивну тенденцію до зростання і при об'ємі 208 мм^3 тиск вже збільшиться на $0,2 \text{ МПа}$.

Стосовно характеристики максимального тиску впорскування $p_{\text{вп.мах}}$, представленої на рис.2,г, то до досягнення критичного значення проміжного об'єму 23 мм^3 тиск спадає до $39,25 \text{ МПа}$ пропорційно до зменшення циклової подачі. Із подальшим скороченням кількості впорснутого палива за цикл максимальний тиск падає більш полого і досягає значення $38,75 \text{ МПа}$ при об'ємі 208 мм^3 .

Затримка подачі палива $\varphi_{\text{зап}}$ є тим функціональним параметром, що визначає різницю, виражену в кутах повороту кулачкового валу паливного насоса, між моментами подачі палива для дослідної та штатної системи паливоподачі. Як видно з кривої зміни (рис.2, д) даного параметра, то зі збільшенням розширювального об'єму початок подачі палива має тенденцію зміщуватись на величину від 0 до $0,6^\circ$.



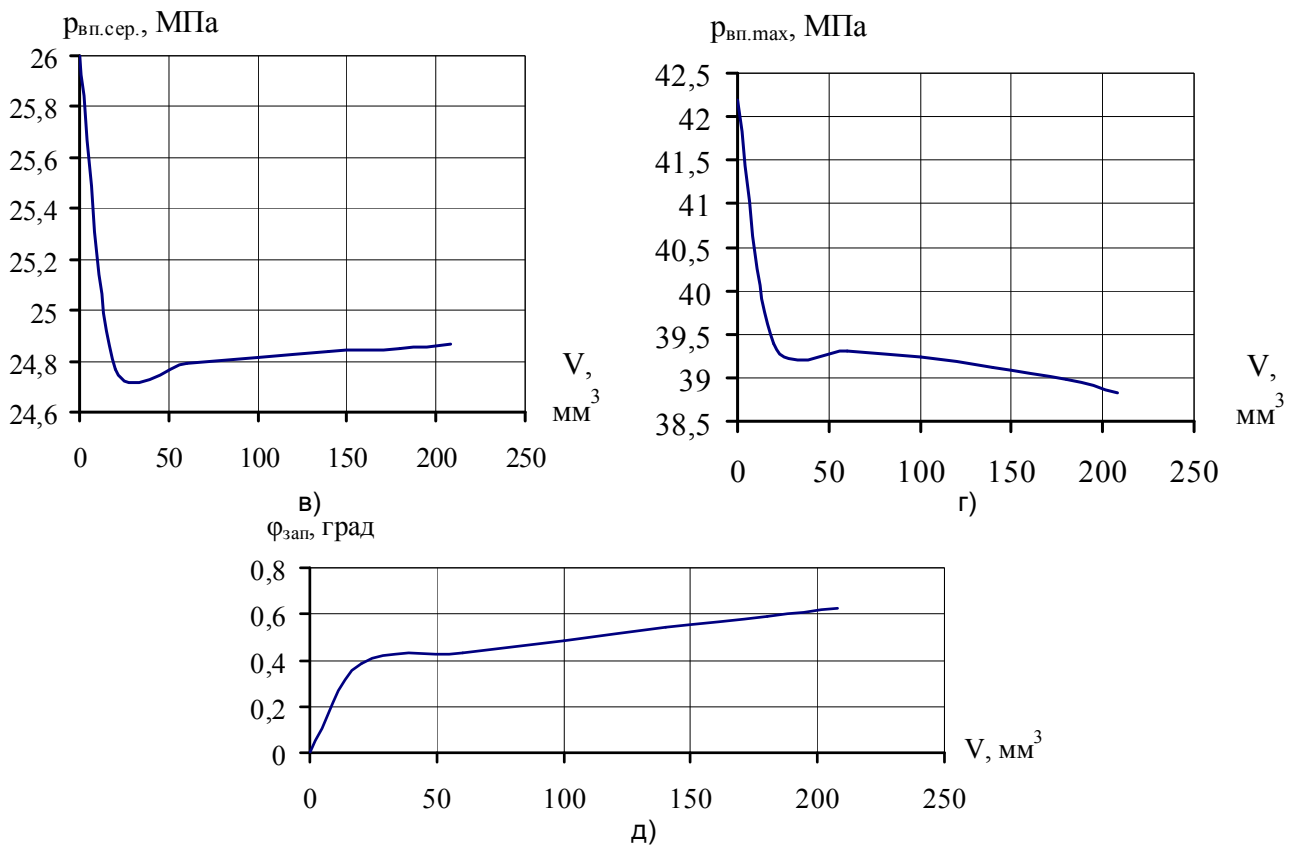


Рисунок 2 – Залежності параметрів процесу паливоподачі від величини паливного об'єму у паливоагнітальній лінії: а) циклової подачі q ; б) тривалості впорскування $\phi_{\text{зап}}$; в) середнього тиску впорскування $p_{\text{вп.сер}}$; г) максимального тиску впорскування $p_{\text{вп.мах}}$; д) кута запізнення подачі $\phi_{\text{зап}}$

Висновки. Приведений аналіз впливу забір-ного об'єму датчика тиску на гідродинамічні параметри процесу паливоподачі засвідчив про негативні риси у характері їхнього формування. Погіршення проявляється як в зменшенні інтенсивності та подовженні тривалості впорскування, так і приводить до зміни циклової подачі.

Отриманні розрахункові дані переконливо довели, що використання датчиків із забірним

об'ємом не можуть бути використанні при дослідженні гідродинамічних процесів в паливних системах дизелів. Тому для дотримання чистоти експерименту та отримання достовірної картини про процеси в паливоагнітальному тракті паливної системи необхідно застосовувати реєстратори тисків з відсутнім забірним паливним об'ємом.

Список використаної літератури:

1. Дж. Фрайден Современные датчики: Справочник. / Дж. Фрайден – М: Техносфера, 2005. – 592 с.
2. Джексон Р. Новейшие датчики / Р. Джексон – М: Техносфера, 2007. – 384 с.
3. Астахов И.В. Топливные системы и экономичность дизелей / [И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов]. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
4. Астахов И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях / [И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян]. – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с.

Рассмотрена проблема применения датчиков давления с заборным объемом для исследования гидродинамических процессов топливных систем дизеля. Исследования проводились расчетным путем с применением составленной гидродинамической модели системы топливоподачи с использованием теории гидравлического удара Н.Э Жуковского. Приведенные результаты аналитических расчетов засвидетельствовали негативное влияние данного типа датчиков на протекание процесса подачи топлива, что значительным образом искажает основные гидродинамические характеристики и параметры процесса впрыска топлива.

The problem of pressure sensors with a fence in volume for the study of hydrodynamic processes of diesel fuel systems. Studies were carried out by calculation using the hydrodynamic model consisting of fuel

using the theory of water hammer Zhukovsky. These results of analytical calculations have witnessed the negative effects of this type of sensors on the process the fuel, which significantly distorts the basic hydrodynamic characteristics and parameters of the fuel injection process.

Дата надходження в редакцію: 12.05.2012. р.
Рецензент: д.т.н., професор Лавров Є.А.

УДК 621.384.8

МАГНИТНЫЕ МАСС-АНАЛИЗАТОРЫ С БОЛЬШОЙ НЕОДНОРОДНОСТЬЮ ПОЛЯ

А.С. Кузема, д.ф.-м.н., проф., Сумской национальный аграрный университет

П.А. Кузема, к.х.н., Институт химии поверхности им. А.А. Чуйка НАН

Викладено методику та результати теоретичних і експериментальних досліджень іонно-оптичних властивостей і характеристик статичних мас-аналізаторів із магнітним полем великої неоднорідності. Показано перспективність використання таких магнітних полів для аналізу іонних пучків у мас-спектрометрії.

Постановка проблемы

Магнитные масс-анализаторы широко используются для анализа состава и свойств веществ и материалов в различных областях науки, техники и технологии. При этом большинство приборов и оборудования, действие которых основано на магнитной сепарации ионов по массам, построено на базе секторных стационарных магнитных и электрических полей, ионно-оптические свойства которых хорошо изучены и возможности их существенного улучшения практически исчерпаны. Очевидно, что проблема дальнейшего совершенствования масс-анализаторов с магнитными полями может быть успешно решена за счет поиска и освоения новых, более эффективных методов разделения и фокусировки ионных пучков. Перспективным в этом аспекте является применение аксиально-симметричных магнитных полей большой неоднородности, свойства и характеристики которых исследуются в данной работе.

Анализ последних достижений и публикаций

Масс-анализаторы с неоднородным магнитным полем условно можно разделить на две группы: приборы с магнитной фокусировкой ионов по направлению [1-3] и устройства с электрической фокусировкой [4]. Применение электрической фокусировки ионов по направлению обеспечивает масс-анализатору ряд преимуществ, а именно: отпадает необходимость использования сложных криволинейных границ полюсных наконечников магнита и высокой точности сборки элементов ионно-оптической системы; достигается большая дисперсия при сравнительно небольших габаритах магнита; уменьшается влияние пространственного заряда ионного пучка и магнитных полей рассеяния на аналитические параметры прибора. Наряду с этим открывается возможность создания масс-анализаторов с пространственной фокусировкой ионного пучка и очень малыми абберациями [5]. Однако практическая реализация указанных пре-

имуществ требует разработки физических основ конструирования таких масс-анализаторов, что, в свою очередь, выдвигает необходимость глубокого и детального изучения поведения заряженных частиц в секторных магнитных полях, обладающих аксиальной симметрией и большой неоднородностью поля.

Целью данной работы является изучение ионно-оптических свойств и характеристик магнитных масс-анализаторов с большой неоднородностью поля и определение рациональных вариантов системы фокусировки ионного пучка в масс-анализаторах такого класса.

Методика исследований

Для исследования параметров магнитного анализатора с различной неоднородностью поля нами был выбран простейший вариант магнитного масс-спектрометра. Ионно-оптическая система прибора включала в себя три составляющих элемента: источник ионов с ионизацией пробы электронным ударом, магнитный анализатор и приемник ионов. Геометрические параметры ионно-оптической системы имели следующие значения: радиус центральной траектории ионов $r_m = 0,05$ м, угол поворота ионов в магнитном поле $\varphi_m = 270^\circ$, длина входного плеча $L_m' = 0,1$ м, длина выходного плеча $L_m'' = 0,18$ м. В выбранной ионно-оптической системе фокусировка ионов по направлению не осуществлялась, поэтому для уменьшения угловых аббераций использовался ионный пучок с малым углом расходимости. Формирование такого пучка осуществлялось геометрической коллимацией с помощью диафрагмы, установленной на входе в анализатор.

При заданных параметрах ионного пучка (угол расходимости $2\theta = 0,005$, относительный разброс энергий ионов $\Delta U/U = 3 \cdot 10^{-4}$) экспериментально исследовалось влияние величины коэффициента неоднородности магнитного поля анализатора на разрешающую способность и чувствительность масс-спектрометра. Изменение величины коэффициента неоднородности магнитного поля анализатора осуществлялось за